

Diagnostický systém hydrodynamických čerpadel

(The Diagnostic System of the Hydrodynamic Water Pumps)

Student:

Bc. Tomáš Toth

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. František Helebrant, CSc.

Ostrava, 2010

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že diplomovou práci včetně příloh jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce doc. Ing. Františka Helebranta, CSc. Všechny zdroje, prameny a literaturu, které jsem při vypracování používal nebo z nich čerpal, v práci řádně cituji.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na mojí diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užití (§ 35 odst.3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo ujednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo ujednáno, že užití své dílo - diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu užití mohou jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákonu o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Bc .Tomáš Toth

Gen. Svobody 604

793 05 Moravský Beroun

Anotace diplomové práce

Toth, T., *Diagnostický systém hydrodynamických čerpadel*. Katedra výrobních strojů a konstruování, fakulta strojní VŠB-TU Ostrava (2010), 74 s., diplomová práce, vedoucí: Helebrant, F.

Diplomová práce se zabývá návrhem optimálního diagnostického systému hydrodynamického vertikálního čerpadla. Využívá multiparametrického systému. Sleduje velikost mechanického chvění, výkonové parametry, opotřebení ploch ucpávek, úniku hradící kapaliny obslužného systému a teploty valivých ložisek. Před návrhem tohoto diagnostického systému byla podrobně zpracována analýza rizik. Byly popsány všechny jevy (normální provoz, očekávána a neočekávána porucha), které mohou za provozu nastat. Pro správné zpracování analýzy rizik technického zařízení bylo nutné zvolit správnou metodu posuzování rizika technického zařízení. Použité metody FMEA, FMECA umožňují identifikovat poruchy s významnými následky, které ovlivňují funkci provozu.

Annotation of thesis

Toth, T., *The Diagnostic System of the Hydrodynamic Water Pumps*. Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – TU Ostrava (2010), 74 pages. Thesis deals, leadership : Helebrant, F.

This thesis deals with the optimum diagnostic hydrodynamic vertical pumps. It uses multiparametric system. It monitors the size of the mechanical vibrations, operational parameters, wear surface seals, fluid leakage of utility system and temperature bearings. Before proposing this diagnostic system was elaborated in detail the risk analysis as well. All phenomena were described (normal operation, expected and unexpected failure), which may occur during operation. For proper treatment of risk analysis of technical equipment was necessary to choose the right method for risk assessment of technical equipment. Used methods FMEA, FMECA enable to identify disorders with significant consequences that affect the function of service.

Obsah	
1	Úvod 9
2	Popis vertikálního hydrodynamického čerpadla 10
2.1	Označení, použití, pracovní podmínky čerpadla 10
2.2	Části čerpacího agregátu 11
2.3	Uložení rotoru 14
3	Rizika provozování technického zařízení 15
3.1	Základní pojmy 15
3.2	Metody posuzování rizika 16
4	Manuál analýzy rizik 22
4.1	Hydraulický prostor s přilehlým prostorem sacího nástavce a výtlačného potrubí . 23
4.1.1	Normální provoz 23
4.1.2	Očekávaná porucha 24
4.1.3	Výjimečná porucha 25
4.2	Ucpávkový prostor 27
4.2.1	Normální provoz 27
4.2.2	Očekávaná porucha 27
4.2.3	Ojedinělá porucha 29
4.3	Vodící trubky..... 31
4.3.1	Normální provoz 31
4.3.2	Očekávaná porucha 32
4.3.3	Ojedinělá porucha 33
4.4	Prostor lucerny elektromotoru, spojka 33
4.4.1	Normální provoz 34
4.4.2	Očekávaná porucha 34
4.4.3	Ojedinělá porucha 34
4.5	Kompletní zařízení 35
4.5.1	Montáž..... 35
4.5.2	Elektrostatický náboj..... 35
4.6	Rekapitulace 36

4.6.1	Hydraulický prostor s přilehlým prostorem sacího nástavce a výtł. potrubí.....	36
4.6.2	Ucpávkový prostor	36
4.6.3	Vodící trubky.....	37
4.6.4	Lucerna elektromotoru, spojka.....	37
4.7	Výpočet únosnosti hřídele	38
5	Návrh diagnostického systému.....	40
5.1	Měření výkonových parametrů	40
5.2	Měření teploty ložisek.....	42
5.3	Měření teploty, tlaku a těsnosti mechanické ucpávky.....	44
5.4	Měření zátěže čerpadla.....	47
5.5	Měření výšky hladiny	48
5.6	Měření mechanického chvění.....	48
5.7	Ustavování čerpadla	53
6	Závěr.....	58
7	Přílohy	63

Seznam použitého značení

FFT Fast Fourier Transform

Značka	Veličina	Jednotka
t	teplota	°C
ν	kinematická viskozita	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
η	dynamická viskozita	$\text{Pa} \cdot \text{s}$, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}$
Q_v	objemový průtok	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, $\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$, $\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$
Q_m	hmotnostní průtok	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$,
H	dopravní výška	m
Y	měrná energie	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$
NPSH	sací výška	m
P	výkon, příkon	W, kW
p	tlak	Pa, kPa, MPa, bar
η	účinnost	%
ρ	hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
c	rychlost kapaliny	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
S	obsah plochy	m^2
D	průměr	mm, m

1 Úvod

Bezpečné čerpání pohonných hmot z velkokapacitních nádrží je nesnadnou úlohou pro výrobce čerpadel. Zvláště při požadavcích uživatele na rozměry a užité vlastnosti, které limitují konstruktéry při výrobě těchto zařízení. Není překvapením, že těmito vlastnostmi je hlavně jeho bezpečný provoz. Dále neméně důležitými vlastnostmi, které přímo vyplývají ze zvýšené bezpečnosti je vysoká spolehlivost, bezporuchovost, dlouhá životnost a co nejnižší požadavky na údržbu. Aby bylo možné splnit všechny tyto požadavky, tak je nutné znát detailně provoz a správně předpokládat stav zařízení.

Cílem této diplomové práce je návrh optimálního diagnostického systému hydrodynamického čerpadla při použití metod analýzy rizik technického zařízení. Použitím metod FMEA (analýza způsobů a důsledků poruch), FMECA (analýza způsobů, následků, a kritičnosti poruch) nebo jejich kombinaci docílíme předcházení nečekaných a nežádoucích událostí vedoucích k úrazům, poškození zdraví nebo k materiálovým škodám. Těmito metodami, resp. nástroji také dokážeme včas odhadnout stav provozovaného zařízení.

2 Popis vertikálního hydrodynamického čerpadla

Čerpadlo (hydrogenerátor) je rotační stroj s oběžným lopatkovým kolem, který přiváděnou mechanickou energii mění v tlakovou a pohybovou energii čerpaného média. Stejně jako ventilátor a kompresor.

Posuzované čerpadlo je jednostupňové (jedno oběžné kolo), radiální (výstup kapaliny z oběžného kola je kolmý na osu rotace oběžného kola), vertikální (hřídel je ve svislé poloze).

2.1 Označení, použití, pracovní podmínky čerpadla

Čerpadlo 250-150-NEXW-250-20-YN-130-09 (V-MEXTA 32) je určeno k čerpání čistých i mechanicky mírně znečištěných pohonných hmot (benzín, nafta), jejich směsí s vodou, případně vody. Obsah mechanických příměsí v čerpaném médiu může dosáhnout do 3% hmotnosti při předpokládané velikosti zrna do 1 mm. Teplota se standardně pohybující v rozmezí od 15°C do 20°C, hustota od 650 kg.m⁻³ do 1000 kg.m⁻³ a kinematická viskozita do 10 mm².s⁻¹. Tlak čerpaného média na vstupu do čerpadla odpovídá úrovni hladiny čerpaného média v nádrži (do 3m). Čerpadlo pracuje s vnitřním s maximálním vnitřním přetlakem 1,6 MPa (16 bar).

Zařízení bude namontováno na přírubě hrdla podzemní nádrže. Uvnitř nádrže jsou skladovány čerpané pohonné hmoty, jejichž výpary vytváří prostředí s nebezpečím výbuchu definované jako „Zóna 0“. Vnější část zařízení se nachází v podzemní montážní šachtě zakryté poklopem. Vnitřní prostředí šachty je definováno jako „Zóna 1“.

tab. 1: označení čerpadla

250	150	NEXW	250	20	YN	130	09
světlost sacího hrdla [v mm]	světlost výtláčného hrdla [v mm]	provedení čerpadla	průměr oběžného kola [v mm]	šířka kanálu [v mm]	materiálové provedení (viz tab. 2)	mechanická ucpávka	čerpadlo se spojkou a s elektromotrem



obr. 1 Čerpací agregát V-MEXTA

tab. 2: Přehled použitých materiálů na hlavních částech čerpadla

Název součásti	Materiál
Spirála	DIN 1.4308
Oběžné kolo	DIN 1.4308
Víko čerpadla	tř. 17 (dle ČSN)
Vodící trubka	tř. 17 (dle ČSN)
Těsnící kruhy	ČSN 42 3319
Ochranné pouzdro	tř. 17 (dle ČSN)
Hřídel	tř. 17 (dle ČSN)
Matice ob. kola	tř. 17 (dle ČSN)
Lucerna	tř. 11 (dle ČSN)
Základová deska	tř. 11 (dle ČSN)

2.2 Části čerpacího agregátu

Tlaková schránka čerpadla je tvořena odlitkem spirály a svařencem víka, které jsou navzájem spojeny přírubami a utěsněny „O“ kroužkem.

Zavřené odlévané oběžné kolo je uloženo letmo na převislém konci hřídele. Je unášeno pomocí pera a proti posunutí v axiálním směru je zajištěno uzavřenou maticí

s pojistnou vložkou. Eliminace axiálního zatížení (vyrovnání hydraulické axiální síly od oběžného kola s vlastní vahou rotoru) je provedena vhodnou kombinací průměrů dvojice těsnících kruhů, z nichž jeden je umístěn ve spirále a druhý ve víku. Náboj oběžného kola je proti matici oběžného kola a proti pouzdru ucpávky zatěsněn „O“ kroužkem tak, že hřídel nepřichází do styku s čerpaným médiem.

Čerpadlo je osazeno dvojitou mechanickou ucpávkou Burgmann MG1 70 G60: Q1Q1VGG a MG1 65 G60: Q1Q1VGG v zapojení API Plan 53, která se nachází ve víku. Závěrná kapalina je do ucpávkového prostoru přiváděna trubkami z nádoby termosifonového obslužného systému TS 1016-M151-D1 umístěné na stojanu nad základovou deskou. Pro možnost sledování správné funkce ucpávky je nádoba obslužného systému, osazena tlakoměrnou skupinou WIK-040BAR, hladinovým spínačem SPS 2000 a teploměrnou skupinou SP 23-093-00. Zároveň je na nádrži uchycena zásobní nádržka hradícího média pro čistý bez přísad (PARAMOL OLN-J22) s doplňovací ruční pumpičkou SPN 4016-DO.

Přenos kroutícího momentu z pohánějícího elektromotoru na čerpadlo je realizován prostřednictvím vodící trubky, která je přírubovým spojem pomocí závrtných šroubů zespoda uchycena k základové desce. Tento přírubový spoj, stejně jako přírubový spoj se svařencem víka, jsou utěsněny pomocí „O“ kroužků. Vlastní hřídel je ve vodící trubce uložen na valivých ložiskách mazaných tukem. Zbytkovou axiální sílu zachytává jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem s mosaznou klecí 7311 BECBM umístěné v horní části vodící trubky v kombinaci s jednořadým kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem 7212 BECBM (ložisko 7212 přenáší axiální zatížení pouze v případě reverze axiální síly při nestandardních režimech provozu). Uvedená ložiska jsou montována zády k sobě (do „O“). V axiálním směru jsou na hřídeli ložiska pojištěna KM maticí s MB podložkou, ve vodící trubce jsou fixována přišroubovaným víčkem ložisek. Provozní stav ložisek je monitorován odporovým snímačem teploty ZPA 112 705 815. Mazací tuk je u těchto ložisek možno doplňovat prostřednictvím maznice umístěné na základové desce.

Radiální sílu od oběžného kola přenáší jednořadé válečkové ložisko s mosaznou klecí se zvýšenou radiální vůlí NU 312 ECML C3, které je uloženo v dolní části vodící trubky a je opět fixováno ve své poloze přišroubovaným víčkem ložiska. Mazací tuk se k tomuto ložisku přivádí trubkami prostřednictvím maznice na základové desce. Provozní stav ložiska je opět monitorován snímačem teploty ZPA 112 705 815.

Základová deska je šrouby uchycena k přírubě hrdla cisterny nebo nádrže, nebo k rámu v podlaží nad nádrží a je utěsněna plochým těsněním.

Pohánějící přírubový třífázový asynchronní elektromotor AVM 180 M04 v provedení IM3011 (V1) s jmenovitým příkonem 15 kW s otáčkami 1495 min^{-1} je na základové desce uchycen pomocí svařence lucerny, která zároveň vytváří potřebný prostor pro pružnou zubovou spojku s muzikusem typu PSM-V 111/100. Přístup k ní je možný přes okno lucerny po demontáži předního krytu. Tato pružná zubová spojka slouží k vykompenzování zbytkové nesouososti mezi hnáným a hnacím hřídelem. Dovolená úchylnost je 0,5 mm a úhlové vyosení do $1,5^\circ$ na 100 mm. Spojka je složena ze dvou nábojů, muzikusu z tvárné litiny, pryžových vložek a spojovacího materiálu.

Sání čerpadla je opatřeno krátkým sacím potrubím s uklidňovacím žebrem pro omezení předrotace. Výtlačné potrubí stoupá od výtlačného hrdla spirály paralelně s vodící trubicí vzhůru k základové desce. Nad základovou deskou je výtlačné potrubí zakončeno krátkým přímým nástavcem ve směru vzhůru.

Na stojanu obslužného systému je uchycena „Ex“ svorkovnicová skříň, do které jsou vyvedeny kabely snímačů teploty, tlakoměru a hladinoměru k dalšímu připojení k napájecímu napětí. Pohánějící elektromotor je připojen přímo.



obr. 2 Pružná zubová spojka PSM-V 111/100

2.3 Uložení rotoru

Pro uložení hřídele ve vodící trubce jsou použita následující valivá ložiska:

- na straně blíže k sacímu hrdlu je to jednořadé válečkové ložisko s mosaznou klecí se zvýšenou radiální vůlí NU 312 ECML C3 (zachycuje celé radiální zatížení)
- na straně blíže k pohonu jsou to dvě jednořadé kuličková ložiska s kosouhlým stykem s mosaznou klecí 7311 BECBM pro přenos zbytkové axiální síly a 7212 BECBM pro přenos axiální síly v případě reverze

3 Rizika provozování technického zařízení

Technický rozvoj přinesl do pracovního procesu stroje a zařízení, které jsou svou povahou provozování nebezpečné pro své okolí. Jsou možným zdrojem závažných úrazů, nehod, havárií a poruch. S rozvojem průmyslu a zvyšováním „ceny“ lidského zdraví a života také přineslo snahu o eliminování možných nehod. Proto se velmi rychle rozvíjela technická bezpečnost. Ta se brzy objevila v různých zákonech a nařízeních vlády. Tím dala podnět ke vzniku předpisů o bezpečnosti, projektování a konstruování.

3.1 Základní pojmy

Bezpečnost

Můžeme charakterizovat jako vlastnost objektu (technické zařízení), které neohrožuje osoby ani okolí.

Nebezpečí

Můžeme definovat jako stav nebo faktor pracovního procesu a pracovního prostředí, které může poškodit zdraví zaměstnance.

Ohrožení

Je situace, v které není možné vyloučit, že zdraví zaměstnance bude poškozené.

Riziko

Můžeme popsat jako pravděpodobnost vzniku poškození zdraví zaměstnance při práci a stupeň možných následků na zdraví.

Neodstranitelné nebezpečí

Je takové nebezpečí, které podle současných vědeckých a technických poznatků není možné vyloučit ani omezit.

Nebezpečná událost

Je událost, při které byla ohrožená bezpečnost anebo zdraví zaměstnance, ale nedošlo k poškození jeho zdraví.

Zůstatkové riziko

Je takové riziko, které vyplývá z neodstranitelných nebezpečí a neodstranitelných ohrožení.

Akceptovatelné riziko

Je takové riziko, které vyplývá z neodstranitelných nebezpečí a neodstranitelných ohrožení.

3.2 Metody posuzování rizika

Pomocí metodami posuzování rizika docílíme zanalyzování všech hlavních činností, které se vyskytují v etapách výstavby, montáže technologie a uvedení do provozu. Při hodnocení potenciálního nebezpečí vycházíme ze zkušeností hodnotitele a můžeme předpokládat aplikaci osvědčených preventivních opatření.

Při zpracování analýzy postupujeme podle následujících kroků:

- a) Detailně popíšeme společná opatření.
- b) Identifikujeme možná nebezpečí a ohrožení. Ty jsou pospínány na základě platných právních předpisů o minimálních bezpečnostních a zdravotních požadavcích na pracoviště.
- c) Určíme pravděpodobnost a frekvenci výskytu ohrožení.
- d) Určíme rozsah důsledků, které poškozují zdraví při výskytu ohrožení.
- e) Stanovení rizika a jeho přijatelnost. Riziko vyjadřujeme jako míru ohrožení vyjádřenou jako pravděpodobnost vzniku ohrožení s ohledem na možné následky. Při posuzování musíme zohlednit bezpečnostní opatření a skutečnou situaci. Výsledné riziko nesmí přesáhnout určené hranice. Pokud tak nastane, je nutné okamžitě přerušit činnost (práci) a vykonat opatření na zabránění, resp. minimalizování škod a snížení rizika. Riziko v nepřijatelných mezích je neakceptovatelné a činnost nesmí za žádných podmínek pokračovat nebo být obnoveno.
- f) Návrh dodatečných opatření, pokud je to nutné, upravit podle bodu e)
- g) Přehodnotíme rizika. Výsledné riziko můžeme zkategorizovat jako zůstatkové riziko.

Výpočet míry rizika

Pravděpodobnost (F) výskytu nežádoucí události určujeme podle popisu v tabulce níže uvedeně. Z hlediska frekvence a pravděpodobnosti se nežádoucí události vyskytují:

tab. 3: Pravděpodobnost výskytu události

F	Hodnocení	Popis
	Velmi zřídka, nepravděpodobné	Možné, ale velmi zřídka. Jednou nebo několikrát v historii odvětví. Nenastalo v podniku.
	Zřídka	1x až 2x v čase. Není neobvyklé v historii odvětví. Vznik jevu je málo pravděpodobný, ale možný.
	Občas	1x nebo několikrát za tři roky ojediněle ve výkonu činnosti.
	Často	1x nebo několikrát za měsíc. Několikrát v čase při výkonu činnosti.
	obvykle	1x nebo několikrát za pracovní den. Často nebo pravidelně při výkonu činnosti.

Posouzení rozsahu následků nežádoucí události (N) vyjadřuje stupeň závažnosti možného poškození (škody). Při odhadování důsledku nehody musíme vycházet z:

- Ze závažnosti poškození zdraví (smrtelný, závažný, nemoc z povolání, úraz více osob).
- A z rozsahu poškození.

tab. 4: Hodnocení nehod

N	Hodnocení	Popis
	Drobné nehody	Evidovaný pracovní úraz bez lékařského ošetření.
	Malé nehody	Evidovaný pracovní úraz do 5 dní pracovní neschopností.
	Nehody	Registrovaný úraz 5 – 50 dní pracovní neschopností.
	Vážné nehody	Závažný pracovní úraz s trvalými následky nebo úraz nad 50 dní pracovní neschopností. Nemoc z povolání.
	Kritické nehody	Smrtelný pracovní úraz, hromadný závažný úraz s trvalými následky.
	Extrémní nehody	Hromadný úraz se smrtelnými.

Kombinací frekvence (F) a následků (N) určujeme míru rizika (R).

- V případě, že ohrožení může mít různé následky se stejnou frekvencí (F), bereme v úvahu nejhorší možný stav.
- V případě, že ohrožení může mít různé následky s různou frekvencí (F), posuzujeme riziko jako všechny možné stavy zvlášť.

$$R = F \times N$$

tab. 5: Hodnocení a posouzení rizika

Skupina rizika	Meze	Riziko	Posouzení rizika	Bezpečnostní opatření
I	1 - 10	Zanedbatelné	Přijatelné	Žádné
II	11 - 25	Mírné	Akceptovatelné	Činnost hodnotíme jako bezpečnou. Můžeme navrhnout zlepšení a plánovat nápravu.
III	26 – 40	Nežádoucí	Nežádoucí	Okamžité nápravné opatření ve velmi krátké době. Akceptovat riziko lze jen ve vážných případech.
IV	Nad 40	Nepřijatelné	Neakceptovatelné	Činnost okamžitě přerušit.

Zpřesnění výsledků hodnocení rizika

- a) Při nezanedbatelném riziku nemusíme vykonat žádné nápravné opatření.
- b) Mírné riziko lze zmírnit jednoduchými a nenáročnými opatřeními a zvýšenou pozorností.
- c) Při dosáhnutí nežádoucího rizika je potřebné učinit nápravné opatření a riziko lze akceptovat jen v odůvodněných případech na velmi krátkou dobu se zabezpečením okamžitého zásahu v případě poškození zdraví.
- d) Při hodnotách rizika vyšších jak 40 je riziko nepřijatelné. V takovém případě je nutné činnost okamžitě přerušit. Pokračovat lze jen v případě přijatých nápravných opatření a snížení na akceptovatelnou úroveň.

Dodatečná ochranná opatření

V případě, že vypočtené riziko u běžných opatření přesáhne hodnotu 10, musíme zvážit dodatečné opatření, které riziko sníží. Pro hodnoty rizika nad 26 musíme provést takové opatření, které ho významně sníží pod tuto mez.

Metoda FMEA (Failure modes and effect analysis)

Metodu FMEA můžeme pospat jako analýzu způsobu a důsledků poruch. Metoda důsledně popisuje vznik a důsledek poruchy. Tato analýza umožňuje a identifikuje poruchy, které ovlivňují funkci systému. Jedná se o kvalitativní analýzu způsobu poruch a nezahrnuje lidské chyby.

Použití

Metodu lze aplikovat v různých oblastech. Aplikování metody FMEA je závislé, pro jaké účely a v které časové fázi se nachází vzhledem k etapě technického života systému. Neumožňuje analyzování funkčních vazeb mezi jednotlivými prvky systému. Musíme vždy zvážit požadovaný stupeň nežádoucích poruch a jejich důsledků.

Cílem této metody je:

1. Vyhodnocení důsledků a časové posloupnosti jevů.
2. Klasifikování zjištění poruch a jejich možná diagnostikovatelnost.
3. Určení významnosti a pravděpodobnosti poruchy.
4. Určení významnosti důsledku poruchy s ohledem na správné posouzení důsledku při zvolených podmínkách.

Postup aplikace

Při vytváření analýzy postupujeme následovně:

1. Popíšeme zkoumaný systém a jeho základní funkce. Musíme definovat minimální funkci s ohledem na předem zvolená kritéria.
2. Stanovení principů a způsobů dokumentování.
3. Způsob identifikování poruch, příčin a důsledků.
4. Správná volba metod na popisování poruch.
5. Pro významné poruchy navrhnout provozní opatření.
6. Vyšetření vícenásobných poruch.

Dokumentace

Nejpřehlednější a zároveň nevhodnější forma dokumentování je pomocí formuláře. Ve formuláři musíme uvést název analyzovaného zařízení, vykonávanou funkci zařízení, projev, příčinu a důsledek poruchy, metodu zjišťování poruchy, opatření.

Metoda FMECA (Failure modes, effects and criticality analysis)

Metodu FMECA popisujeme jako analýzu způsobů, následků a kritičnosti poruch. Je vlastně rozšíření metody FMEA o následky a kritičnosti poruch.

Použití

Metodu lze aplikovat v různých oblastech. Aplikování metody FMEA je závislé, pro jaké účely a v které časové fázi se nachází vzhledem k etapě technického života systému. Neumožňuje analyzování funkčních vazeb mezi jednotlivými prvky systému. Musíme vždy zvážit požadovaný stupeň nežádoucích poruch a jejich důsledků.

Postup aplikace

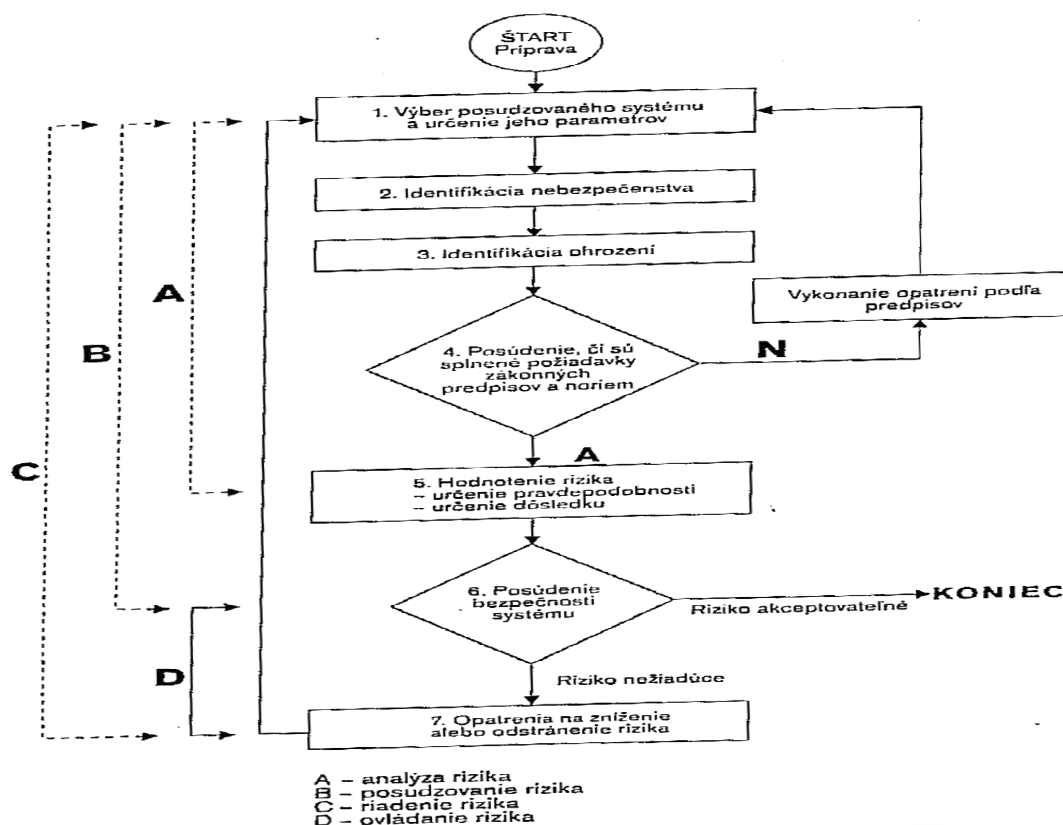
Oproti metodě FMEA liší jen v detailech. Odlišuje se minimalizováním pravděpodobnosti poruchy a její zařazení do kategorie pravděpodobnosti. A minimalizace důsledku a jeho zařazení do zařazení do kategorie důsledku.

Dokumentace

Způsoby dokumentování aplikace metody FMECA se od metody FMEA liší jen v detailech. Je jen doplněn o graf, který nám hodnotí poruchy. Graf nám tedy vyjadřuje závislost důsledku na pravděpodobnosti.

Další metody posuzování rizika

- a) Metoda FTA (Failure tree analysis) – můžeme popsat jako rozumové logické vyvozování metody zaměřené na přesné zjištění příčiny nebo kombinaci příčin.
- b) Metoda ETA (Event tree analysis) – Popisujeme jako metodu založenou na obecných závěrech a principech. Je vhodná pro aplikaci ve všech druhů systému.
- c) Metoda HAZOP (Hazard analysis and operability study) – Patří do skupiny metod jako metoda ETA. Je založena na dvou základních přístupech (provozuschopnosti, posouzení rizika)
- d) Kombinace metod



obr. 3 Schéma managmentu rizika [1]

4 Manuál analýzy rizik

Posuzovaným zařízením je odstředivé spirální jednostupňové vertikální čerpací soustrojí, které je určeno pro čerpání nebezpečných hořlavin. Zařízení je vyráběno a dodáváno ve shodě s technickými podmínkami výrobce. Čerpací soustrojí (řez čerpadlem příloha č. 1) je určeno do prostředí s nebezpečím výbuchu plyné atmosféry a je posuzováno jako zařízení skupiny II, kategorie 1, podskupina plynů a par IIB (nafta, motorová nafta, těžký benzín, motorový benzín – IIA), teplotní třída T3. Pro hodnocení rizikových stavů vznikajících při provozu zařízení je možno jej rozdělit do několika základních částí a posuzovat nebezpečí vznícení čerpané kapaliny včetně její plyné atmosféry.

- a) hydraulický prostor s přilehlým prostorem sacího nástavce a výtlačného potrubí
- b) ucpávkový prostor
- c) prostor vodící trubky
- d) prostor lucerny elektromotoru a spojky
- e) elektropříslušenství

Specifikace mezních stavů

Čerpaná kapalina je klasifikována jako hořlavina I. až IV. třídy nebezpečnosti dle ČSN 65 0201, třídy citlivosti 2 až 5 dle ČSN 33 2030. Kapalina může mít maximálně tlak 1,6 MPa na výstupu z čerpadla. Teplotou by kapalina neměla přesáhnout minimální a maximální hodnotu $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Měla by mít zároveň o $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ méně než je hodnota varu při daném tlaku. Hustotou nepřesahuje hodnotu $600\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, kinematická viskozita $75\text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$, PH 6-7 stupně s maximální nečistotou do 2% hmotnosti a velikosti zrna do 0,5 mm.

Výkonové parametry

Používaný hydrogenerátor má jmenovitý (resp. výpočtový) průtok $55,6\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ ($\text{dm}^3\cdot\text{s}^{-1}$) při jmenovitých otáčkách 1450 min^{-1} .

Parametry okolí

Čerpadlo je umístěno uvnitř nádrže, kde se vyskytuje výbušné prostředí klasifikované jako „zóna 0“ a vně nádrže „zóna 1“. Vyskytující se plyny a páry řadíme do podskupiny IIB. Teplota okolí v zimním a v letním období se pohybuje v rozmezí $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.1 Hydraulický prostor s přilehlým prostorem sacího nástavce a výtlačného potrubí

Zdrojem nebezpečí v hydraulickém prostoru můžeme jednoznačně označit rotující se oběžné kolo. Iniciačním zdrojem je mechanická jiskra nebo teplo, které vzniká třením o části statoru (o spirální skříň čerpadla). Obr. příloha 2

4.1.1 Normální provoz

Za normálního provozu se předpokládá dokonalé zahlcení hydraulického prostoru čerpanou kapalinou. Na oběžné kolo působí radiální a axiální hydraulické síly, jejichž velikost je závislá pouze na nastavených parametrech čerpání a lze je s dostatečnou přesností určit pomocí ověřených empirických vztahů.

Axiální vůle

Při chodu čerpadla nedochází ke kontaktu (tření) mezi nosným diskem oběžného kola a stěnou víka čerpadla, nebo mezi krycím diskem oběžného kola a spirálou. Minimální axiální vůle mezi těmito vzájemně se pohybujícími částmi se kontroluje spároměrkami při montáži čerpadla a na správnou hodnotu se ustavuje dodatečným opracováním k tomu určených ploch. Tato poznámka je uvedena na výkrese sestavení agregátu. Axiální vůle oběžného kola se nastavuje až po ustavení správné a konečné polohy rotoru (hřídele s ložisky) ve statoru. Toho se opět docílí v montáži dodatečným opracováním opěrného čela víčka ložiska (viz poznámka na výkrese sestavení agregátu). Velikost nastavených axiálních vůlí se při chodu zařízení nemůže změnit bez povolení matice oběžného kola, šroubů víčka axiálního ložiska, závitových hřídelových spojek nebo bez mechanického poškození některé části. Matice oběžného kola i závitové hřídelové spojky se při správném smyslu otáčení rotoru dotahují. Mimo to je matice oběžného kola proti povolení zajištěna závitovou vložkou HELICOIL. Šrouby víčka axiálního ložiska jsou proti povolení pojištěny vějířovými podložkami. Axiální zatížení hydraulickými silami od oběžného kola nemá na nastavené axiální vůle vliv.

Radiální vůle

Radiální vůle v těsnících kruzích je volena tak, aby byla vždy větší, než je výpočtový průhyb hřídele v příslušném místě. Průhyb hřídele se stanovuje pro závěrný bod. Tenhle bod je nejnepříznivější provozní stav, při němž je zařízení provozováno pouze v krátkém okamžiku startu. Kromě toho je průhyb hřídele počítán ze zatížení vyvozeného při čerpání vody. Pokud by v důsledku výrobních nepřesností nebyla poloha rotoru vůči statoru v ideální výpočtové pozici a pokud by došlo ke dřením v těsnících kruzích, projeví se tato skutečnost při prvním spuštění čerpadla na hydraulické zkušebně výrobního závodu na naměřené charakteristice $Q - P$ a při vizuální kontrole na příslušných dílcích. V takovém případě se vůle v těsnících kruzích upravují standardními postupy. Vzhledem k tomu, že čerpání vody představuje pro konstrukci čerpadla nepříznivější zatížení než čerpání pohonných hmot, nelze opakování jevu, po jeho odstranění na zkušebně výrobního závodu, ve skutečném provozu očekávat.

Kombinace materiálů oběžného kola a těsnících kruhů (litá ocel – bronz) je taková, že při případném náhodném kontaktu nedochází ke vzniku mechanických jisker.

Závěr

Výpočtem, změřením a praktickým ověřením při hydraulických zkouškách bylo prokázáno, že během normálního provozu nedochází ke kontaktu (tření) rotujícího oběžného kola s dílci statoru. V hydraulickém prostoru a v přilehlém prostoru sacího nástavce a výtlačného potrubí se nevyskytuje zdroj iniciace nebezpečné atmosféry ve formě uvolňovaného tepla nebo mechanické jiskry. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.1.2 Očekávaná porucha

Provoz soustrojí bez zahlcení hydraulického prostoru čerpanou kapalinou

Teoreticky se dá připustit možnost, že omylem dojde ke spuštění zařízení při prázdné nádrži, nebo že dojde k vyčerpání obsahu nádrže až do úrovně sání čerpadla a zařízení bude provozováno „na sucho“. Spáry v těsnících kruzích nejsou mazány ani chlazeny čerpaným médiem. V důsledku nepřítomnosti čerpaného média v hydraulickém prostoru však ani hřídel není zatížen radiální silou, protože vznik této síly je vázán na přítomnost čerpaného média. Proto nedochází k jeho průhybu a nehrozí nebezpečí kontaktu oběžného kola s těsníci kruhy. Tudíž třecí teplo se neuvolňuje.

Nadměrný průtok

Podle výpočtu, který provedla konstrukční kancelář je graficky znázorněn průběh radiální síly stanovené dle Bihellera v závislosti na nastaveném průtoku. Z tohoto grafu je zřejmé, že při náběhu čerpadla do zavřeného výtlaku je konstrukce čerpadla zatížena maximální radiální silou. Otevíráním kohoutu ve výtlačném řadu se čerpadlo dostává do doporučené pracovní oblasti, kde jsou i menší hydraulická radiální zatížení. Jak je z grafu zřejmé, další zvyšování průtoku za jmenovitým bodem vede opět k nárůstu radiální síly. Velikosti závěrného bodu opět dosáhne radiální síla teoreticky při průtoku $1,47 Q_n$. Tento průtok však standardní hydrauliky nedosáhnou kvůli „stržení charakteristiky Q-H (pokud by byl dostatečně dimenzován elektromotor). U nestandardních hydraulik se případný nadměrný průtok řeší umístěním clony do výtlačného hrdla. Z těchto skutečností vyplývá, že dimenzování hřídele a vyšetřování průhybu na zatížení závěrného bodu je více než dostatečné.

Závěr

V hydraulickém prostoru a v přilehlém prostoru sacího nástavce a výtlačného potrubí se během očekávané poruchy nevyskytuje zdroj iniciace nebezpečné atmosféry (ve formě uvolňovaného tepla nebo mechanické jiskry). Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.1.3 Výjimečná porucha

Po vzhlednutí výpočtové zprávy výrobce čerpadla je zřejmé, že přenášená provozní zatížení jsou mnohonásobně menší, než teoretická zatížení maximální (výpočtová), na která je konstrukce (hřídel, pera, ložiska) dimenzována. Pevnost tlakové schránky není ověřována výpočtem, ale tlakovou zkouškou, která se provádí při 1,5 násobku maximálního konstrukčního tlaku (2,4 MPa). Kromě toho je její spolehlivost ověřena desetiletími provozu jiných čerpadel se stejnou „hydraulikou“ (nikdy nedošlo k mechanickému poškození dílců tlakové schránky v důsledku zatížení provozem). Proto se dá usoudit, že výjimečná porucha může být reprezentována pouze mechanickým poškozením některého dílce rotoru, způsobeným vniknutím cizího tělesa do hydraulického prostoru čerpadla, nebo mechanickým poškozením v důsledku skryté vady materiálu. Předpokládá se, že k havárii dojde během normálního provozu při zahlceném čerpadle. V opačném případě nejsou vyvozena provozní namáhání, která poškození způsobí. V případě vniknutí cizího tělesa do hydraulického prostoru je opět třeba proudící čerpané kapaliny k dokonalému zahlcení, které je schopné cizí předmět do čerpadla dopravit. Z výpočtové zprávy je rovněž zřejmé, že nejvíce namáhaným

místem hřídele je místo uložení oběžného kola a čelní osazení k většímu průměru. Proto budeme předpokládat, že k poškození dílů soustrojí (hřídele nebo pera) dojde v těchto místech.

Ustřížení pera oběžného kola

V případě zablokování oběžného kola cizím předmětem vniknutým do čerpadla, nebo v důsledku skryté vady materiálu, může teoreticky dojít k ustřížení pera oběžného kola. Oběžné kolo se začne protáčet na hřídeli a třením se začne vyvíjet značné množství tepla. Vzhledem k tomu, že není přítomna výbušná atmosféra, nemůže se tento zdroj iniciace stát účinným. Teplo se odvede zčásti do konstrukce a zčásti do čerpané kapaliny.

Ukroucení hřídele v místě náboje oběžného kola

V případě zablokování oběžného kola cizím předmětem vniknutým do čerpadla, nebo v důsledku skryté vady materiálu, může teoreticky dojít k ukroucení hřídele v místě čela pro opření pouzdra ucpávky. Nárazy a třením rozlomených částí o sebe se vyvíjí značné teplo, které se zčásti odvede do čerpané kapaliny a zčásti do konstrukce. Vzhledem k tomu, že není přítomna výbušná atmosféra, nemůže se tento zdroj iniciace stát účinným.

Závěr

V hydraulickém prostoru a v přilehlém prostoru sacího nástavce a výtlačného potrubí se v případě výjimečné poruchy vyskytnou zdroje iniciace. Tyto zdroje nebudou účinné, neboť se v daných prostorech nevyskytuje výbušná atmosféra. Ochrana bezpečnou konstrukcí.

Opatření

Vzhledem k tomu, že se v důsledku mechanického poškození některého z dílců rotoru nepřenáší krouticí moment z pohonu na oběžné kolo, klesají parametry čerpání a s tím i příkon čerpadla. Zařízení je vybaveno hlídačem zátěže EL-FI M20, který při poklesu příkonu pod nastavenou hodnotu zařízení okamžitě odstaví. Nastavení spodní hranice příkonu provádí servisní pracovníci výrobce na základě znalostí skutečně změřeného příkonu zařízení v provozním bodě a v celém dovoleném rozsahu čerpání. Detailní popis postupu je uveden v návodě na obsluhu.

4.2 Ucpávkový prostor

Původem možného nebezpečí mohou být funkční plochy ucpávky. Inicializačním zdrojem je tepelná energie vznikající třením funkčních ploch ucpávek. Obr. příloha č. 3.

Zařízení je osazeno dvojicí mechanických ucpávek montovanými zády k sobě (případně i v kazetovém provedení) zapojenými do „API Plan 53“ (označení vysvětleno v kapitole 5). Prostor mezi ucpávkami je zaplněn závěrnou kapalinou (čistý minerální olej), která se přivádí z nádoby obslužného systému nad základovou deskou nerezovými trubkami. Tlak závěrné kapaliny je o bezpečnostní rezervu 0,2 MPa (2 bary) větší, než je tlak čerpaného média v místě vnitřní ucpávky. Zařízení je konstruováno tak, aby bylo možno prostor mezi ucpávkami zcela zaplnit hradicím médiem bez vzduchových kapes. Při plnění obslužného systému olejem odejde všechn vzduch z prostoru mezi ucpávkami samovolně potrubím odvodu do nádrže obslužného systému.

4.2.1 Normální provoz

Funkční plochy vnitřní ucpávky jsou chlazeny ze strany sedla čerpaným médiem a ze strany čela závěrnou kapalinou. Mazány jsou závěrnou kapalinou. Vnější ucpávka je ze strany čela chlazená závěrnou kapalinou. Mazána je rovněž závěrnou kapalinou.

Závěr

V ucpávkovém prostoru se během normálního provozu nevyskytuje zdroj iniciace nebezpečné atmosféry (ve formě uvolňovaného tepla). Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.2.2 Očekávaná porucha

Chod „na sucho“

Teoreticky se dá připustit možnost, že omylem dojde ke spuštění zařízení při prázdné nádrži, nebo že dojde k vyčerpání obsahu nádrže až do úrovně sání čerpadla. Bezpečný provoz ucpávek však není závislý na přítomnosti čerpaného média vzhledem k tomu, že funkční plochy obou ucpávek jsou chlazeny a mazány závěrnou kapalinou z obslužného systému.

Porucha těsnosti vnitřní ucpávky

V důsledku opotřebení ucpávky provozem se postupně mění kvalita funkční plochy čela a sedla ucpávky a zároveň se snižuje přítláčná síla pružin. To může mít za následek zvýšený průsak závěrné kapaliny ucpávkou do čerpaného média. V obslužném systému ubývá závěrná kapalina a klesá její tlak až do okamžiku, než se vyrovná s tlakem čerpaného média v místě vnitřní ucpávky. V tomto okamžiku se únik zastaví. Množství uniklé závěrné kapaliny je stejné, jako je objem vzduchu v nádrži obslužného systému, který při rozpínání sníží svůj tlak o nastavenou bezpečnostní rezervu (0,2 MPa). Vnitřní ucpávka zůstává z obou stran zahlcena, ze strany sedla je chlazena čerpaným médiem, ze strany čela je chlazena závěrnou kapalinou. Od okamžiku vyrovnání tlaků však nelze říci, zda je funkční plocha mazána závěrnou kapalinou nebo čerpaným médiem, které nemusí mít stejné mazací vlastnosti. Vnější ucpávka je ze strany čela chlazena závěrnou kapalinou, která je postupně kontaminována čerpaným médiem. Mazána je rovněž závěrnou kapalinou. V důsledku úbytku závěrné kapaliny se mohou zhoršit podmínky pro její cirkulaci v obslužném systému. Z uvedených důvodů může dojít k nevýznamnému nárůstu teploty funkčních ploch obou ucpávek.

Porucha těsnosti vnější ucpávky

Opět předpokládáme zvýšení průsaku ucpávkou v důsledku opotřebení provozem. Rozdíl oproti předcházející situaci je v tom, že tlak závěrné kapaliny v obslužném systému poklesne pod hodnotu tlaku čerpaného média v místě vnitřní ucpávky – ucpávka přejde do beztlakého zapojení API Plan 52. Obě ucpávky zůstanou zahlceny. Vnitřní ucpávka je chlazena ze strany sedla čerpanou kapalinou a ze strany čela závěrnou kapalinou, která je postupně kontaminována čerpaným médiem. Mazána je čerpanou kapalinou. Vnější ucpávka je z obou stran chlazena závěrnou kapalinou, neboť ta se hromadí v prostoru nad ucpávkou. Mazána je závěrnou kapalinou. Únik kapaliny se zastaví v okamžiku, kdy se vyplní uzavřený prostor nad vnější ucpávkou. V důsledku úbytku závěrné kapaliny se mohou zhoršovat podmínky pro její cirkulaci v obslužném systému a tím může nevýznamně vzrůst teplota obou ucpávek.

Porucha těsnosti obslužného systému

Poruchou těsnosti obslužného systému se rozumí netěsnost všech zbývajících částí (kromě ucpávek), následkem které může hradící médium z obslužného systému unikat. Spoje trubek, těsnící kroužek víčka ucpávky, těsnost svarových spojů víka, těsnost samotné nádrže obslužného systému.

Lze jednoduše dokázat, že hladina hradící kapaliny nepoklesne níže, než je úroveň netěsnosti, nebo úroveň hladiny čerpaného média v nádrži (podle toho, co je výše). Ucpávka opět přejde do beztlakého zapojení „API Plan 52“. Vnitřní ucpávka je chlazena ze strany sedla čerpaným médiem a ze strany čela hradící kapalinou, mazána je čerpanou kapalinou. Vnější ucpávka je chlazena i mazána hradící kapalinou. Opět se v důsledku úbytku hradící kapaliny zhoršují podmínky pro její cirkulaci, a proto může dojít k nevýznamnému nárůstu teploty funkčních ploch obou ucpávek.

Závěr

V ucpávkovém prostoru se během očekávané poruchy nevyskytuje zdroj iniciace nebezpečné atmosféry ve formě uvolňovaného tepla. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.2.3 Ojedinělá porucha

Porucha těsnosti obslužného systému

Ojedinělou poruchou může být souběh dvou očekávaných poruch. Pouze teoreticky si lze představit závadu v těsnosti „O“ kroužku víčka vnitřní ucpávky v kombinaci s poklesem hladiny čerpaného média v nádrži pod úroveň obou ucpávek. Pokud by tato porucha byla zároveň doprovázena další netěsností, kterou by se mohl obslužný systém zavzdušnit a tento stav by trval dostatečně dlouho, mohlo by dojít k úplnému vyprázdnění hradící kapaliny z obslužného systému. Za této situace by vnitřní ucpávka byla ze strany sedla chlazena čerpaným médiem a mazána by byla rovněž čerpaným médiem. Přešla by do funkce jednoduché mechanické ucpávky. Vnější ucpávka by však běžela „na sucho“. Na jejích funkčních plochách by se začalo vyvíjet značné množství tepla.

Současná porucha těsnosti obou ucpávek

Těsnící plochy vnitřní ucpávky jsou ze strany sedla chlazeny čerpaným médiem, ze strany čela jsou chlazeny hradícím médiem, které postupně obsahuje čím dál větší podíl čerpaného média. Po ztrátě tlakové rezervy v obslužném systému jsou funkční plochy vnitřní ucpávky mazány čerpaným médiem. Vnější ucpávka je z obou stran chlazena stále více kontaminovaným hradícím médiem, mazána rovněž. Dá se předpokládat, že do prostoru nad vnější ucpávkou se dostane tolik média, že začne být negativně ovlivňována funkce radiálního

válečkového ložiska. Při dlouho trvajícím stavu se může z ložiska čerpaným médiem vypláchnout mazivo a ložisko se může zadřít.

Mechanické poškození některé z ucpávek

Mechanické poškození některé z ucpávek má stejný dopad na únik závěrné kapaliny, jako jejich opotřebením provozem. Rozdíl je v rychlosti jevu a také v tom, že teplo se vyvíjí i v důsledku vzájemných nárazů případně odlomených částí. Uvolněné množství tepla může být mnohonásobně větší, než při pouhé poruše těsnosti některé z ucpávek. Obě ucpávky však zůstávají zahlceny, ve zmíněném prostoru se nevyskytuje nebezpečná atmosféra, a proto se vzniklý iniciační zdroj nemůže stát účinným.

Závěr

V ucpávkovém prostoru se během výjimečné poruchy vyskytuje zdroj iniciace nebezpečné atmosféry ve formě uvolňovaného tepla.

Opatření

Nádoba obslužného systému ucpávky je vybavena snímačem hladiny a snímačem tlaku, kterými jsou snímány parametry hradící kapaliny. Pokud dojde k poklesu hladiny závěrné kapaliny v nádrži pod nastavenou úroveň, nebo pokud dojde k poklesu tlaku závěrné kapaliny pod limitní hodnotu, dojde k odstavení zařízení z provozu. Toto bezpečnostní opatření je účinné rovněž ve všech případech výše popisovaných očekávaných poruch. Vzhledem k tomu, že bezpečnostní opatření je účinné v samém počátku jejich vzniku, ztrácí vlastně jejich předchozí popis význam. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.3 Vodící trubky

Původem nebezpečí jsou použita valivá ložiska, kde vzniká potenciální iniciační zdroj třecího tepla a mechanické jiskry.

Zařízení je osazeno valivými ložisky mazanými tukem. Horní axiální i radiální ložiska jsou nalisována na pouzdrů na hřídeli a proti osazení jsou stažena KM maticí s pojistnou MB podložkou. Ve statoru je tato sestava fixována mezi osazením ve vodící trubce a čelem víčka ložiska, které je uchyceno šrouby zajištěnými pružnými podložkami. Vnitřní kroužek spodního radiálního ložiska i vodících ložisek je nalisován na hřídeli, vnější kroužek je ve statoru uchycen stejným způsobem, jako u ložisek horních. Uvedené uložení rotoru je natolik spolehlivé a prověřené podle zkušeností konstruktérské kanceláře, že není třeba vyšetřovat rizika vzniklá uvolněním rotoru a změnou jeho polohy ve statoru.

Výpočtem je stanoveno provozní zatížení ložisek a následně je dle aktualizované metodiky SKF vyhodnocena životnost jednotlivých ložisek. Uživatel je v Návodě na obsluhu (dále jen NOP) pro čerpadlo upozorněn na nutnost výměny ložisek po dosažení 90% jejich vypočteného života. Výpočtem dle metodiky SKF jsou stanoveny domazávací intervaly. Uživatel je v NOP upozorněn na nutnost doplnění maziva v těchto intervalech. Zde je také specifikován druh maziva i jeho množství. Příloha č. 4

4.3.1 Normální provoz

Ložiska zařízení přenášejí předpokládaná provozní zatížení, která jsou menší, než zatížení výpočtová. Obsluha zařízení provádí v souladu s NOP pravidelné doplňování stanoveného množství a typu maziva. Obsluha zabezpečí v souladu s NOP výměnu za ložiska nová po uplynutí stanoveného počtu provozních hodin, který se rovná 90% vypočtené životnosti ložisek (o provedení požádá výrobce, typ a velikost ložisek jsou stanoveny v NOP).

Závěr

V prostoru vodících trubek se během normálního provozu nevyskytuje zdroj iniciace. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.3.2 Očekávaná porucha

Nedodrženy termíny pro domazávání

Pokud bude lhůta pro doplnění maziva významně překročena, může to mít vliv na kvalitu stávající tukové náplně. U té se v důsledku klesající kvality postupně snižuje mazací schopnost, což se může projevit případným nevýznamným zvýšením provozní teploty ložisek.

Nedodrženo množství doplňovaného maziva

Množství doplňovaného maziva je stanoveno tak, aby se vyměnil nejenom objem maziva v prostoru ložisek, ale i v prostoru doplňovacího potrubí. Pokud by bylo doplněno malé množství, nedostane se do prostoru ložisek mazivo nové, ale mazivo staré – z prostoru doplňovacího potrubí. Vzhledem k tomu, že se jedná o mazivo, jehož kvalita není dotčena provozem ložisek, nebude mít tato skutečnost významný vliv. Může se však projevit případným nevýznamným zvýšením provozní teploty ložisek ke konci domazávacího intervalu.

Nedodržení typ doplňovaného maziva

Při nedodržení typu maziva může dojít k nežádoucím reakcím původního a nového maziva. Výsledkem může být snížená kvalita mazivové náplně a nižší mazací schopnost. Následně může dojít k případnému nevýznamnému nárůstu provozní teploty ložisek.

Nedodržena lhůta pro výměnu ložisek

Nedodržení stanovené lhůty pro výměnu ložisek samo o sobě nepředstavuje přímé nebezpečí jejich poškození nebo havárie. S velkou pravděpodobností se však končící život ložisek projeví zvýšenými vibracemi soustrojí, zvýšenou hlučností a případným nevýznamným nárůstem jejich provozní teploty.

Nevýznamným nárůstem provozní teploty ložisek se rozumí takové zvýšení, při kterém se výsledná teplota dílce ani nepřiblíží mezi stanovené teplotní třídy T3 (200 °C), a proto nelze součást považovat za iniciační zdroj.

Závěr

V případě očekávané poruchy se v prostoru vodící trubky nevyskytuje iniciační zdroj. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.3.3 Ojedinělá porucha

Mechanické poškození ložiska, zadření ložiska

V případě havárie ložisek se s velkou pravděpodobností uvolní značné množství tepla, které způsobí takový místní nárůst teploty, že může dojít k iniciaci nebezpečné atmosféry, která se může uvnitř vodící trubky vyskytovat.

Závěr

V případě ojedinělé poruchy se uvnitř vodící trubky vyskytuje zdroj iniciace.

Opatření

Zařízení je v místě ložisek osazeno snímači teploty, které monitorují jejich správnou funkci. Rozvíjející se mechanické poškození ložiska nebo valivých elementů, nebo přídírající se ložisko, se navenek projeví nárůstem provozní teploty. Pokud teplota v místě ložiska vzroste nad stanovenou mez, dojde k odstavení zařízení.

Teplotní mez je stanovena na základě skutečně změřené teploty ložisek při provozních zkouškách zařízení na hydraulické zkušebně výrobce. Tato mez se určuje pro každé vyrobené zařízení samostatně s ohledem na možný rozsah provozních parametrů, s ohledem na možnou změnu teploty čerpaného média a s ohledem na umístění zařízení (dopad letního a zimního období na teplotu okolí v místě stanoviště). Stanovená teplotní mez je uvedena v NOP – ochrana hlídáním iniciačních zdrojů.

Dostatečně nízko nastavená teplotní mez ložisek upozorní obsluhu i na nárůst teploty ložisek v případě výše popisovaných očekávaných selháních obsluhy.

4.4 Prostor lucerny elektromotoru, spojka

Původem nebezpečí je pružná spojka s muzikusem PSM-V spojující hřídel elektromotoru s hřídelí čerpadla. Iniciačním zdrojem nebezpečí je vznikající třecí teplo a mechanická jiskra.

Zařízení je vybaveno pružnou zubovou spojkou s muzikusem, která zprostředkovává přenos krouticího momentu z elektromotoru na hřídel vlastního čerpadla. Náboje spojky jsou nalisovány na hřídelích a ve svých polohách jsou zajištěny stavěcími šrouby zavrtanými do pera. Stavěcí šrouby jsou proti povolení zajištěny lepidlem Loctite – stejně, jako všechny

ostatní šrouby spojky (šrouby plechových lisovaných kroužků, které zajišťují pryžové vložky mezi zuby ve svých polohách).

Návrh velikosti spojky se provádí dle interního algoritmu v závislosti na provozních otáčkách, přenášeném výkonu, průměru vrtání nábojů a způsobu zatížení (klidné zatížení, rázy). Zmíněný algoritmus je podložen pevnostní kontrolou spojek a prověřen dlouhodobým provozováním spojek u širokého spektra zákazníků.

Konstrukce zařízení vylučuje potřebu vyrovnávání spojky, proto odpadá riziko vzniklé v důsledku jejího nevyrovnání nebo špatného vyrovnání.

4.4.1 Normální provoz

Spojka je navržena správně, je správně namontována a zkompletována a přenáší očekávaná provozní zatížení.

Závěr

Během normálního provozu se v prostoru lucerny elektromotoru nevyskytuje zdroj iniciace. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.4.2 Očekávaná porucha

Opotřebování pryžových vložek

Případné opotřebování pryžových vložek nemá vliv na výslednou teplotu povrchů. Během očekávané poruchy se v prostoru lucerny elektromotoru nevyskytuje zdroj iniciace. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.4.3 Ojedinělá porucha

Ulomení části spojky, rozlomení spojky

V důsledku zablokování rotoru v hydraulické části cizím předmětem vniklým do čerpadla, nebo v důsledku skryté vady materiálu, lze teoreticky očekávat mechanické poškození spojky. Dá se předpokládat, že se spojka rozlomí na dvě poloviny a lomová plocha bude procházet rohem drážky pro pero, nebo že dojde k ulomení zubů v místě jejich paty. Uvolněné části s nahromaděnou kinetickou energií narazí do nejbližších překážek, čímž se

vytvoří nebezpečí vzniku mechanické jiskry. Následně se vytvoří nebezpečí iniciace nebezpečné atmosféry třením částí o sebe. Příloha č. 5.

Závěr

Během ojedinělé poruchy se v prostoru lucerny elektromotoru vyskytuje zdroj iniciace.

Opatření

Vnitřní prostor lucerny elektromotoru je celý vyložen ochrannými kryty ze slitiny mědi, takže při nárazu částí spojky do stěn nedochází ke vzniku mechanických jisker.

Při mechanickém poškození (rozlomení spojky) nedochází k přenosu výkonu z elektromotoru na čerpadlo, proto hlídač zátěže EL-FI M20 zařízení odstaví. Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.5 Kompletní zařízení

4.5.1 Montáž

Tvary jednotlivých dílců zařízení jsou konstruovány tak, aby je nebylo možno do sestavy namontovat nesprávně. Jedinou výjimku tvoří axiální ložisko (jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem), které je schopno přenášet axiální sílu pouze v jednom směru. V tomto případě je nebezpečí nesprávné montáže řešeno upozorněním na výkrese sestavení zařízení.

4.5.2 Elektrostatický náboj

Zařízení se skládá téměř výhradně z kovových součástí, které jsou navzájem vodivě spojeny. Rotor je ve statoru uložen na kovových valivých ložiskách. Všechny přírubové spoje zařízení jsou opatřeny vějířovými podložkami. Zařízení je opatřeno zemnicí svorkou.

Mezikus použité pružné spojky PSM-V je vyroben z plastu fy. Murdfeldt označeného „Materiál S® černý antistatický“. Změřený povrchový odpor uvedeného materiálu činí $R_0 \leq 108 \Omega$, specifický vnitřní přechodový odpor činí $\rho \leq 105 \Omega\text{cm}$.

Riziko iniciace nebezpečné atmosféry výbojem elektrostatické elektřiny se nevyskytuje (ani v případě očekávané nebo ojedinělé poruchy). Jedná se tedy o tzv. „ochranu bezpečnou konstrukcí“.

4.6 Rekapitulace

4.6.1 Hydraulický prostor s přilehlým prostorem sacího nástavce a výtl. potrubí

Normální provoz

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se nevyskytuje nebezpečná atmosféra.

Očekávaná porucha

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.

Ojedinělá porucha

- V uvedených prostorech se vyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se nevyskytuje nebezpečná atmosféra.
- Při ojedinělé poruše jsou očekávány zdroje iniciace, proto je zařízení vybaveno jednoduchým systémem pro jejich vyloučení. Tímto systémem je hlídač zátěže EL-FI M20, který zařízení odstaví.

4.6.2 Ucpávkový prostor

Normální provoz

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se nevyskytuje nebezpečná atmosféra.

Očekávaná porucha

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se nevyskytuje nebezpečná atmosféra.

Ojedinělá porucha

- V uvedených prostorech se vyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.
- Při ojedinělé poruše jsou očekávány zdroje iniciace. Proto je zařízení vybaveno tlakoměrem s nastavenou minimální mezní hodnotou tlaku hradícího média v obslužném systému a hladinoměrem s nastavenou minimální i maximální mezní hodnotou úrovně hladiny média v nádrži obslužného systému. Prostřednictvím uvedených zařízení je vyhodnocována těsnost obslužného systému i samotných ucpávek.

4.6.3 Vodící trubky

Normální provoz

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.

Očekávaná porucha

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.

Ojedinělá porucha

- V uvedených prostorech se vyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.
- Při ojedinělé poruše jsou očekávány zdroje iniciace. Proto je zařízení vybaveno snímači teploty s nastavenými maximálními mezními hodnotami, které kontrolují chod ložisek a jsou schopny odhalit vznikající vážnou poruchu.

4.6.4 Lucerna elektromotoru, spojka

Normální provoz

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.

Očekávaná porucha

- V uvedených prostorech se nevyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.

Ojedinělá porucha

- V uvedených prostorech se vyskytuje zdroj iniciace.
- V uvedených prostorech se vyskytuje nebezpečná atmosféra.
- Při ojedinělé poruše jsou očekávány zdroje iniciace. Proto je zařízení vybaveno hlídačem zátěže EL-FI M20, který v případě mechanického poškození spojky zařízení odstaví.

4.7 Výpočet únosnosti hřídele

K hlavním předpokladům bezpečnosti je i správný výpočet únosnosti jednotlivých vyrobených dílců. Proto byly vypočteny nejnepríznivější stavy, ve kterých může čerpadlo pracovat.

Čerpání vody, okamžik startu zařízení

Pro tento provozní stav předpokládáme čerpání kapaliny s hustotou 1000 kg.m^{-3} . Pro čerpadlo V-MEXTA 32 byly stanoveny maximální parametry čerpání a pro tyto parametry byl výkonově přiřazen elektromotor. Byl také stanoven jeho jmenovitý krouticí moment a z rozběhové charakteristiky také záběrový. Předpokládáme, že v okamžiku startu čerpadla jsou tímto maximálním krouticím momentem roztáčeny setrvačné hmoty rotoru čerpadla. Zároveň byla hřídel zatížena radiální silou, která odpovídá plným otáčkám čerpadla a provozu v závěrném bodě. Ačkoliv tento výpočtový zátěžný stav v praxi nikdy nenastane, byl použit pro pevnostní kontrolu hřídele. Pro tento stav nebyla vyšetřena bezpečnost na mez únavy, protože v závěrném bodě není čerpadlo provozováno dlouhodobě.

V příloze č. 8 jsou uvedeny výsledky výpočtu. Průběhy vnitřních účinků a výsledného napětí jsou znázorněny graficky. Tabulkově zpracované maximální hodnoty s identifikací místa výskytu. Z uvedených výsledků vyplývá, že dimenze hřídele jsou voleny správně i pro přenos maximálních možných zatížení. Průhyby hřídele jsou minimální. Takže funkci ucpávek ovlivňuje minimálně nebo vůbec.

Čerpání vody, maximální parametry

Toto zatížení se od předcházejícího liší velikostí krouticího momentu. Jeho velikost odpovídá čerpání kapaliny s hustotou 1000 kg.m^{-3} při 1,25-ti násobku jmenovitého průtoku. I když v provozu nedojde ke kombinaci maximální radiální síly závěrného bodu s krouticím momentem stanoveným pro maximální průtok, byl tento provozní stav výchozím pro kontrolu hřídele z hlediska únavy (cyklické zatížení ohybem – ohyb za rotace). Pro tuto analýzu byla vybrána nejvíce namáhaná místa (místo uložení oběžného kola) s lokální koncentrací napětí vlivem působení vrubu.

Čerpání nafty, závěrný bod

Pro tento zátěžný stav se předpokládá provoz v závěrném bodě při čerpání kapaliny s hustotou cca 850 kg.m^{-3} . Oběžné kolo má průměr upraven na požadované parametry. Vzhledem k tomu, že se nejedná o dlouhodobý provozní stav, nebyla vyšetřena bezpečnost proti mezi únavy. Při porovnání s výsledky zátěžného stavu „voda“ je však zřejmé, že to není potřeba. Grafické a tabulkové znázornění je v příloze č. 9.

Čerpání nafty, provozní parametry

Jedná se o skutečný provozní zátěžný stav při čerpání kapaliny s hustotou 850 kg.m^{-3} při požadovaných provozních. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v příloze č. 10.

5 Návrh diagnostického systému

Navrhnutí optimálního diagnostického systému záleží na důležitosti zařízení a míry rizika nebezpečnosti. Neboť náklady pro trvalé on-line monitorování dosahují velkých částek. U mnoha čerpadel není nezbytné sledovat trvale velikost mechanického chvění, stavu ložisek, změnu nevyváženosti, atd. Tyto změny lze účinně najít pomocí pravidelných kontrol přenosnými zařízeními.

Vertikální čerpadlo V-MEXTA 32 pracuje s hořlavou kapalinou a jejíž směs par jsou výbušné. Patří tedy do skupiny „nebezpečná zařízení“. Vzhledem k těmto vlastnostem bude návrh diagnostického systému propracovanější a přísnější z hlediska provádění pravidelných kontrol než u méně důležitějších čerpadel.

5.1 Měření výkonových parametrů

Popis základních parametrů

Hydrodynamická čerpadla jsou definovaná několika základními výkonovými parametry. Mezi ně patří **průtok Q** (objemový, hmotnostní), **měrná energie Y** , popř. **dopravní výška H** a **příkon čerpadla P** . Dalším důležitým parametrem je **účinnost η** . Tyto parametry tvoří charakteristiku čerpadla a jsou na sobě závislé ($Y=f(Q)$, $P=f(Q)$, $\eta=f(Q)$).

Průtok Q [l.s^{-1} ; $\text{m}^3.\text{hod}^{-1}$, $\text{m}^3.\text{s}^{-1}$, kg.s^{-1}] můžeme popsat jako objem (hmotnost) kapaliny, který dopraví čerpadlo ze sacího do výtlačného hrdla za jednotku času. Průtok je základní výpočtový parametr, který závisí na jmenovitých otáčkách a na vlastnostech kapaliny (viskozitě ν).

Měrná energie Y [J.kg^{-1} ; $\text{m}^2.\text{s}^{-2}$], popř. **dopravní výška H** [m] můžeme definovat jako přenesenou energii připadající na jednotku hmotnosti čerpané kapaliny, popř. do jaké výšky je čerpadlo schopno čerpat kapalinu. Mezi měrnou energií a dopravní výškou platí vztah.

$$Y = H \cdot g \quad [4.1]$$

kde g [m.s^{-2}] je gravitační zrychlení.

Příkon P [W] definujeme jako poměr výkonu P_u odevzaným čerpadlem využitelným na výtlačném hrdle a celkovou účinnosti čerpadla η .

$$P = \frac{P_u}{\eta} \quad [4.2]$$

$$P = \frac{Q \cdot Y}{\eta} \quad [4.3]$$

Zkoušení čerpadla

Zkoušku výkonových parametrů provádíme pro ověření skutečných a předpokládaných výpočtových parametrů. Ty budou později v provozu sledovány a porovnávány se šítkovými hodnotami. Samotná zkouška hydrodynamického čerpadla byla provedena na zkušebně společnosti ISH&MSA čerpadla, a.s.. Zkoušenou kapalinou byla voda ($\rho = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$ při teplotě 20°C).

Pro měření měrné energie (dopravní výšky) bylo použito diferenčního snímače tlaku, pro průtok měřicí clony a pro výkon dodatečně dopočteno.

tab. 6: naměřené hodnoty

i	Q	Y	P	η_c	η_m
[-]	[l.s ⁻¹]	[J.kg ⁻¹]	[kW]	[%]	[%]
1 ^{*1)}	0	293	8,3	0	89,15
2	12,9	292	10,3	36,6	90,15
3	18,7	289	11,5	47,3	90,51
4	25,6	282	12,6	57,1	90,74
5	35,2	263	15,5	63,9	90,89
6	40,7	250	15,6	65,3	90,89
7	44,7	238	16,4	64,8	90,86
8	49,0	224	17,3	63,6	90,80
9	52,3	216	18,0	62,8	90,73

^{*1)} závěrný bod (charakteristický bod), kde čerpadlo při nulovém průtoku má maximální měrnou energii, resp. výšku

Q	objemový průtok	[l.s ⁻¹]
Y	měrná energie	[J.kg ⁻¹]
P	příkon čerpadla	[kW]
η_c	účinnost čerpadla	[%]
η_m	účinnost motoru	[%]

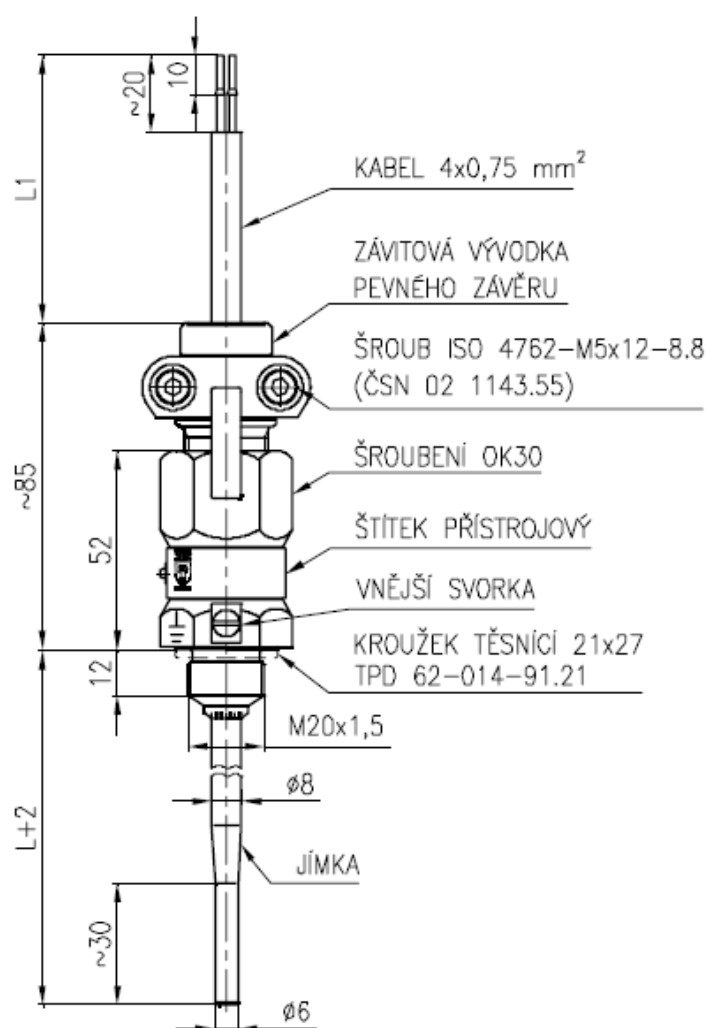
[4] převzato z Bakalářské práce – Systém diagnostiky a údržby

5.2 Měření teploty ložisek

Popis použitého zařízení

Teplotní čidlo PT100 EExd typ 112 70 Nová Paka je speciální teplotní snímač. Je určen pro dálkové měření teploty klidných a proudících tekutin v prostředí s nebezpečím výbuchu. Vyhovuje pro prostředí s nebezpečím výbuchu skupiny II2G EExd IIC T3 – T6 definované jako „zóna 0, 1 a 2“ dle ČSN EN 60079-10. Snímač je zejména vhodný pro měření teploty ložisek nebo ložiskového oleje a teploty různých tekutin. Měření je možné až do jmenovitého tlaku o 40 barech.

Tento teplotní snímač funguje na principu změny jeho elektrického odporu.



obr. 4 Rozměrový náčrt snímače PT 100

Nastavení signalizace

Pro správné zapojení elektropříslušenství nastavíme signalizaci teplotních čidel následovně:

- a) Pokud nárůst teploty v jednořadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem 7311 BECBM a 7212 BECBM a v jednořadém válečkovém ložisku NU 312 ECML C3 přesáhne přes nastavenou úroveň t_1 (45°C) upozorní na zvýšenou teplotu.
- b) Pokud nárůst teploty v jednořadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem 7311 BECBM a 7212 BECBM a v jednořadém válečkovém ložisku NU 312 ECML C3 přesáhne přes nastavenou úroveň t_1 (55°C) odstaví zařízení z provozu.

Údržba valivých ložisek

Doplňování maziva ložisek zařízení provádíme po cca 7500 provozních hodinách nebo po dvou letech. Záleží, který jev nastane dříve. Do horního ložiska doplňujeme přibližně 30g a do spodního ložiska asi 20g nového mazacího tuku. Doplnění maziva provádíme velmi pozvolna za provozu prostřednictvím maznic na základové desce. Mazací místa jsou označena červenou barvou a identifikována štítky. Opotřeбенé mazivo se po více domazáních shromažďuje v prostoru vodící trubky. Je vhodné jej při revizi nebo opravě zařízení z tohoto prostoru odstranit. Prostor ložisek i prostor potrubí domazávání je naplněn mazacím tukem LV 2-3. Jedná se o univerzální mazivo pro valivá ložiska použitelné pro pracovní teploty od -30°C do $+100^{\circ}\text{C}$.

Pro domazávání používáme stejný druh maziva. V opačném případě je nutno původní mazivo z prostoru ložisek odstranit, aby nedošlo k degradaci mazacích vlastností vzájemným působením obou maziv!

Údaje o ložiskách, intervalech domazávání, mazacím tukem a jeho množství jsou uvedeny na štítkách na základové desce.

5.3 Měření teploty, tlaku a těsnosti mechanické ucpávky

Popis použitého zařízení

Termosifonový zásobník TS 1016 je určen k použití jako obslužný systém k mechanickým ucpávkám. Předpokladem správné funkce je nutné vhodně naplnit vhodnou hradící kapalinou. Cirkulace hradící kapaliny probíhá vlivem termosifonového efektu nebo pomocí externího oběhového čerpadla. Obslužný systém je vybaven o další příslušenství (sadou tlakoměrů a teploměrů).

Používaná mechanická ucpávka je jednoduchá neodlehčená mechanická ucpávka, která není závislá na smyslu otáčení. Tato mechanická ucpávka nesmí být provozována současně za několika hraničních parametrů. Tlaku, teploty a otáček. To by mohlo způsobovat zvýšené opotřebení kluzných ploch. Zároveň je nutné zajistit, aby tlak v těsněném prostoru zařízení byl neustále vyšší. Jen tak nemůže dojít k přísátí vzduchu mezi těsnící plochy a tím i běhu na sucho, který způsobí selhání ucpávky. Používanou ucpávku lze provozovat jako několikanásobnou mechanickou ucpávku. Tzn. v tandemovém uspořádání (vhodné pro zapojení ucpávky s obslužným systémem podle API plánu 52) nebo jako dvojitou ucpávku zapojenou podle API plánu 53.

Zapojení ucpávky

Zapojení mechanických ucpávek s obslužným systémem se řídí normami API 610 (technický předpis pro čerpadla), resp. API 682 (technický předpis pro mechanické ucpávky). Tyhle normy vzešly z postřehů koncových uživatelů v oblasti rafinérie, ropy a zemního plynu.

Použité zapojení ucpávky:

- **API plán 52**

Zapojení dle tohoto označení je beztlaké. Používá se pro zapojení ucpávek v „tandemu“. Cirkulace hradící kapaliny z obslužného systému je s nenuceným nebo nuceným oběhem.



obr. 5 Zapojení ucpávky v API plánu 52

- **API plán 53**

Zapojení dle tohoto označení je tlakové. Používá se pro zapojení ucpávek „zády k sobě“. Cirkulace hradící kapaliny z obslužného systému je s nenuceným nebo nuceným oběhem.



obr. 6 Zapojení ucpávky v API plánu 53

Nastavení signalizace

Pro správné zapojení elektropříslušenství nastavíme signalizaci obslužného systému následovně:

- a) Pokud pokles tlaku v obslužném systému bude pod nastavenou úroveň $p_{\min.}$ (3 bary) odstaví zařízení z provozu.
- b) Pokud pokles hladiny hradícího média bude pod nastavenou úroveň $h_{\min.}$ odstaví zařízení z provozu.
- c) Pokud překročení hladiny hradícího média bude přes nastavenou úroveň $h_{\max.}$ odstaví zařízení z provozu.

Hodnoty úrovní $h_{\min.}$ a $h_{\max.}$ se nenastavují. Tyto hodnoty jsou napevno nastaveny snímačem hladiny SPS 2000, který je součástí obslužného systému. Hodnota $h_{\min.}$ odpovídá značce „MIN“ na průhledítku nádoby. Hodnota $h_{\max.}$ odpovídá značce „MAX“ na průhledítku nádoby.

Provozní teplota hradící kapaliny je cca 15 - 35 °C v závislosti na ročním období. Pokud tato teplota vzroste, tzn., že mezi kluznými plochami ucpávky vzniká třením nežádoucí teplo. Proto při překročení teploty hradícího média na nastavenou úroveň t_{OBSL} (60 °C) odstaví zařízení z provozu.

5.4 Měření zátěže čerpadla

Popis použitého zařízení

Hlídač zařízení EL-FI M20 je zařízení, které je poháněné pomocí indukčního motoru. Snímač funguje na principu odečítání výkonových ztrát na elektromotru. Zároveň je schopen měřit na hřídeli motoru přenášený výkon.

Nastavení signalizace

Zapojení hlídače zátěže EL-FI M20 a nastavení výstupního výkonu provádíme dle výrobce. Nastavení je závislé na konkrétní čerpané médium.

Pro správné zapojení elektropříslušenství nastavíme signalizaci hlídače zatížení následovně:

- a) Pokud výkon elektromotoru dosáhne pod nastavenou úroveň P_{min} (11,3 kW) odstaví zařízení z provozu.
- b) Pokud výkon elektromotoru dosáhne nad nastavenou úroveň P_{max} (16,1 kW) odstaví zařízení z provozu.

Při hlídání této mechanické veličiny je nezbytně nutné nastavit zpoždění odezvy při překročení minimálního a maximálního výkonu. Tato hodnota by se měla pohybovat kolem dvou až tří sekund. Při startu však pět až dvacet sekund podle konkrétních podmínek na stanovišti.

5.5 Měření výšky hladiny

Popis použitého zařízení

Regulátor hladiny B0RHL je určen pro hlídání hladiny v nádrži. Snímání je prováděno pomocí elektrod.

Nastavení signalizace

Zapojení regulátoru B0RHL a nastavení výstupního výkonu provádíme dle výrobce. Pro správné zapojení elektropříslušenství nastavíme signalizaci regulátoru hladiny následovně:

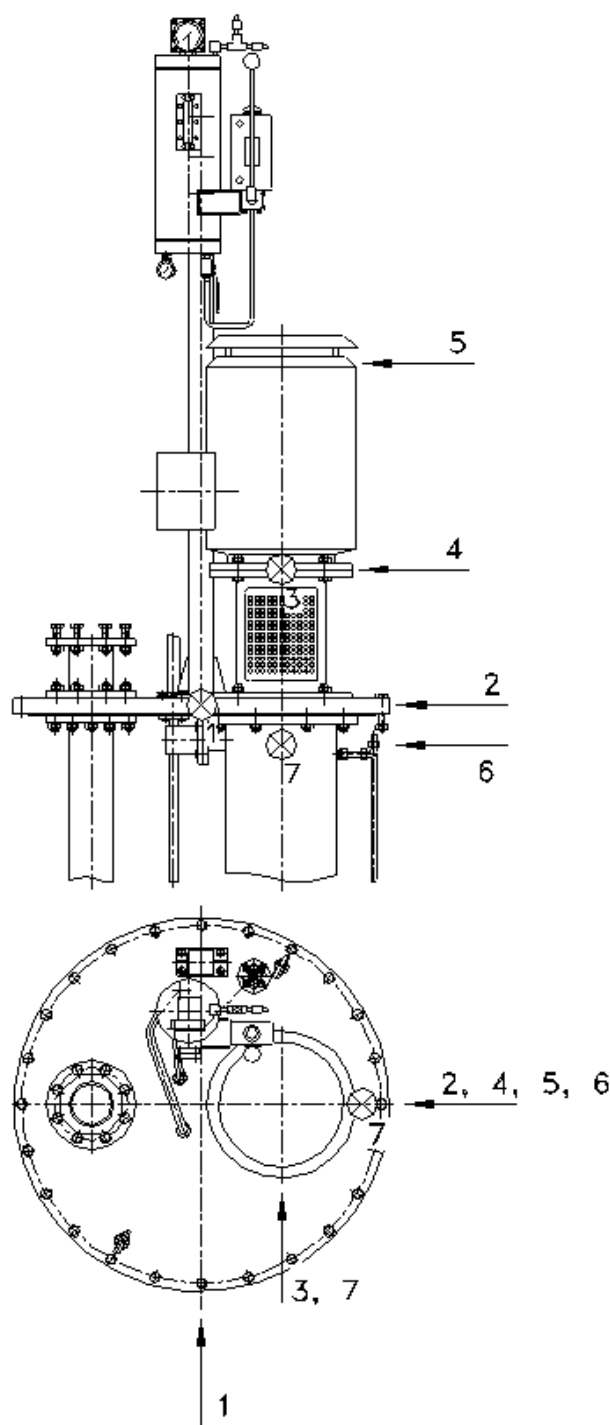
- a) Pokud výška hladiny klesne pod nastavenou úroveň $h_{hlmin.}$ (200 mm) odstaví zařízení z provozu.

5.6 Měření mechanického chvění

Vibrace vyvolávají nežádoucí dynamické účinky. Měření velikosti hodnot vibrací je důležité pro zjištění poruchy. Z těchto naměřených hodnot můžeme vysledovat nevyváhu rotorové části čerpadla, opotřebení strojních částí (valivých ložisek, těsnících kruhů, spojky, oběžného kola, ...), nesouosé hřídele, uvolněné základy. Velikost vibrací nám vlastně charakterizuje provozní stav zařízení.

Měřicí místa

Zvolená měřicí místa a směry měření má ověřit, zda je čerpací agregát vyroben dle předem dohodnutých podmínek. Výběr měřicího místa musí být pečlivě zvoleno tak, aby měření odpovídalo skutečnosti. Měřicí místa musí být běžně dostupná. Při sledování trendu hodnot vibrací musí být měřicí místa označená a na těchto místech měření opakovat. Mohutnost vibrací měříme ve třech směrech (horizontálním, vertikálním a axiálním).



obr. 7 Naznačení měřících míst

Pásma pro hodnocení

Podle ČSN ISO 10816-7 je rozdělení hodnocení pásem čerpadel do dvou kategorií. První kategorie je pro čerpadla, která musí splňovat vysokou úroveň spolehlivosti. Do této kategorie patří naše čerpadlo V-MEXTA 32. Pro úplnost uvedeme jen, že druhá kategorie je

definovaná pro čerpadla, která jsou určeny pro méně důležité aplikace. Mezi méně důležité aplikace můžeme zařadit kapaliny, které nejsou svou povahou nebezpečné pro své okolí. V téhle části normy není nutné zkoumat, zda rotor je tuhý nebo pružně uložený. Tato podmínka, která je zahrnuta v části 3 byla nezbytnou součástí pro určení poplachových pásem. Podmínka, kterou kladla část 3 téhle normy byla pro hydrodynamická čerpadla s výkonem do 200 kW nepodstatná.

Při měření celkových vibrací stroje se dostáváme na poměrně nízké pořizovací náklady za pořízení měřících přístrojů. Nevýhodou téhle investice je omezená lokalizace zdroje mechanického chvění. Pro přesnější vyhodnocení se doporučujeme využít FFT (Fast Fourier Transform).

Pásmo A:

Pásmo, ve kterém jsou nově přejímané čerpadla v doporučeném pracovním rozsahu.

Pásmo B:

Pásmo, ve kterém hodnoty mechanického chvění nezpůsobují žádnou škodu na čerpadle a hodnoty jsou v přijatelných mezích.

Pásmo C:

Pásmo, ve kterém jsou hodnoty mechanického chvění alarmující. V tomhle pásmu by čerpadlo nemělo být provozováno. Hodnota poplachu je ze zkušeností výrobců čerpadel stanovena na 1, 25násobek horní meze pásma B.

Pásmo D:

Pásmo, ve kterém jsou hodnoty mechanického chvění nepřijatelné. Čerpadlo by nemělo být v žádném případě provozováno. Hodnota poplachu je ze zkušeností výrobců čerpadel stanovena na 1, 25násobek horní meze pásma C.

tab. 7: Meze poplašných pásem

Pásma	Popis	Efektivní hodnota rychlosti mm.s⁻¹
A	Nově přejímané stroje v pracovním rozsahu	2,5
B	Neomezený dlouhodobý provoz v pracovním rozsahu	4,0
C	Provoz v poplašném pásmu „výstraha“	6,6
D	Provoz v poplašném pásmu „odstavení z provozu“	Větší než 6,6

Stanovení poplašných pásem pro výstrahu a odstavení stroje

Stanovení poplašných pásem závisí na konkrétních pracovních podmínkách. Dále také podle zkušeností výrobce čerpadel a uživatele.

Poplašné pásmo „*Výstraha*“: Při dosáhnutí hodnot mechanického chvění stanovující meze výstrahy je nutné věnovat čerpadlu zvýšenou pozornost. Nové čerpadlo by mělo mít hodnotu mohutnosti mechanického chvění do 2,5 mm.s⁻¹. Hodnoty pro mez výstrahy jsou stanoveny v rozsahu od 5,0 do 8,0 mm.s⁻¹.

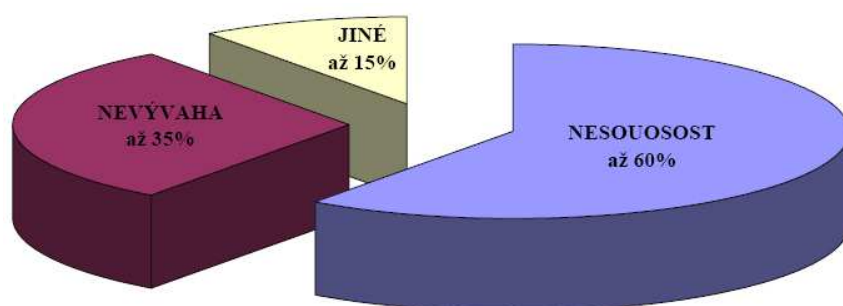
Poplašné pásmo „*odstavení (přerušění provozu)*“: Při dosáhnutí hodnot mechanického chvění stanovující meze odstavení čerpadla z provozu je nezbytně nutné, aby nadále čerpadlo nebylo provozováno. Hodnoty vibrací může způsobit poškození čerpadla a tím i neplánovanou odstávku. Hodnoty pro mez odstavení jsou stanoveny v rozsahu od 8,0 mm.s⁻¹.



obr. 8 Přístroje pro „pochůzkovou diagnostiku“: Termometr, elektronický stetoskop a vibrační pero
(zleva)

5.7 Ustavování čerpadla

Ustavování provozovaného zařízení je velmi důležité. Neboť nároky na provozní spolehlivost a servisní nároky jsou vysoké. Přesné ustavování znamená automaticky menší investice do náhradních dílů, delší životnost a bezporuchovost zařízení, snížení energetických ztrát, stálost výrobní kapacity a kvality. I přes to bylo z praxe zjištěno, že až 60% provozovaných zařízení je provozováno v nesouososti.



obr. 9 Hlavní příčiny vzniku vibrací

Souosost hřídelů

Hlavním cílem ustavení hřídelů do osy je zajištění maximální provozní spolehlivosti. Nesouosost je odchylka polohy hřídele od osy rotace. Nesouosé hřídele vedou k neplánovaným odstávkám výroby, potřebují větší výkon a mohou ovlivnit kvalitu vyráběného výrobku.

Provozování zařízení, které je provozované v nesouososti se pozná podle několika následujících příznaků:

- a) nadměrné axiální a radiální vibrace
- b) nadměrný únik oleje z ložiskového tělesa přes hřídelové těsnění
- c) gumový prach na vnitřní straně krytu spojky
- d) spojka má zvýšenou teplotu
- e) zvýšená teplota v místech valivých ložisek a na jiných třecích plochách (kluzné plochy ucpávek)
- f) uvolněné základové šrouby

Nesouosost hřídelů má významný vliv na životnost valivých ložisek a ucpávek. Při nesouososti hřídelů jsou generovány nadměrné síly, které otvírají ucpávky a hřídelové těsnící

kroužky. Tím je umožněno únik maziva a proniknutí nečistot. Také nastává zvýšené opotřebení. To vše významně zkracuje celého čerpadla.

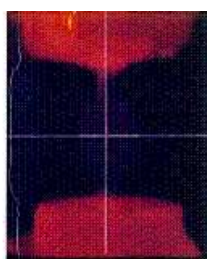


obr. 10 Souosá hřídel

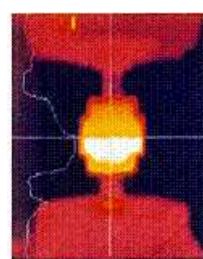


obr. 11 Nesouosá hřídel

Nesouosost hřídelů má také významný vliv na příkon. Vlivem nesouososti hřídelů dochází k nadměrnému namáhání spojky a generuje se velké množství tepla. Vyrovnáním do osy můžeme uspořit až 17% elektrické energie. Vyzařované teplo a tím i nesouosost můžeme zjistit pomocí termografického měření.



obr. 12 Souosé hřídele



obr. 13 Nesouosé hřídele

Při ustavování hřídelů do osy musíme vzít v úvahu, že zařízení jsou závislá na provozních podmínkách (otáčky, typ spojky, charakter stroje, účinnost, očekávaná životnost, ...) a podle toho jsou stanoveny dovolené tolerance nesouososti.

tab. 8 Tolerance úhlové nesouososti a posunutí

Otáčky [min ⁻¹]	Úhlová nesouosost mm/100 mm $\frac{^\circ}{100}$		Posunutí [mm]	
	Výborný	Vyhovující	Výborný	Vyhovující
0 – 1000	0,06	0,10	0,07	0,13
1000 – 2000	0,05	0,08	0,05	0,10
2000 – 3000	0,04	0,07	0,03	0,07

Pro každé ustavení čerpadla by měl být protokol o ustavení stroje. Ten nás bude informovat o přesnosti ustavení hřídelů do osy. V případě krátkého provozování a vzniku vibrací, můžeme s určitou jistotou vyvrátit příčinu vibrací v důsledku nesouososti. Náhled protokolu o ustavení stroje je v příloze č. 11.

Ustavovací přístroj

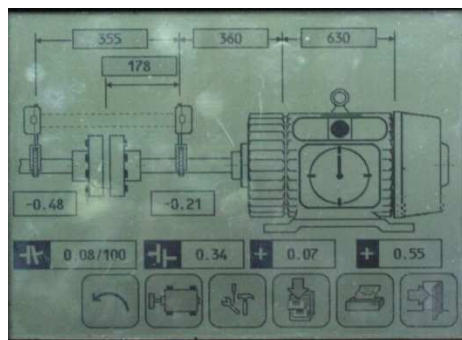
Při využití zmíněného přístroje můžeme ustavit hřídele do souososti s velmi vysokou přesností a poměrně za velmi krátký čas. Jedná se o laserový ustavovací systém. Obsahuje dvě jednotky. Každá jednotka je vysílač laserového paprsku i přijímač. Obsahuje také zobrazovací jednotku s aplikačním softwarem. Při ustavování hřídelů do osy se používají podložky, kterými se podkládají patky čerpadla a elektromotoru. Na zobrazovací jednotce se sleduje změna hodnot. V tabulce, která je uvedený výše, jsou uvedeny tolerance úhlové nesouososti a posunutí



obr. 14

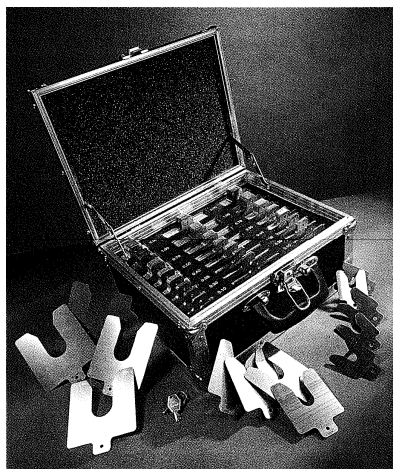


obr. 15 Uchycení jednotek na hřídelích



obr. 16 Hodnoty v průběhu ustavování

Nedílnou součástí pro vyrovnání hřídelů do osy jsou podložky pod podložné plochy strojů (motoru a čerpadla). Podložky mají tvar, který je přizpůsoben velikostí šroubů. Vyrábějí se v různých velikostech (od tloušťky plechu 0,05 mm) a z nerezavějícího materiálu.



obr. 17 Podložky pro ustavování

-----EASY LASER ALIGNMENT TOOLS-----

Company :

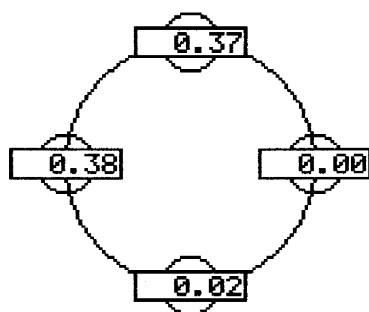
Machine :

Operator :

Date : 2010.04.29 22:14
 Filename : U_MEXTA/32_ON
 Program : Vertical
 Unit : mm Angle/100mm
 S-M : 200
 S-Center : 100
 Bolts : 4
 Diameter : 300
 Serial No : 58175, 57182, 57814
 Temp : 24.7 C, 24.9 C

Position	Offset	Angle
3-9	0.17	-0.13
6-12	-0.14	0.12

Bolts-No	Bolt-Value
1	-0.38
2	-0.37
3	0.00
4	-0.02



9-(3)	
$\frac{\perp}{T}$	0.17
$\frac{\times}{T}$	0.13 /100mm

6-(12)	
$\frac{\perp}{T}$	0.14
$\frac{\times}{T}$	0.12 /100mm

obr. 18 Vyosení hřidel před ustavením

-----EASY LASER ALIGNMENT TOOLS-----

Company :

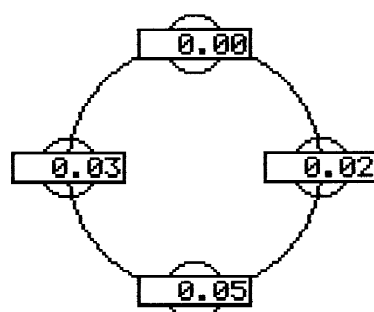
Machine :

Operator :

Date : 2010.04.29 22:46
 Filename : U_MEXTA/32-ON
 Program : Vertical
 Unit : mm Angle/100mm
 S-M : 200
 S-Center : 100
 Bolts : 4
 Diameter : 300
 Serial No : 58175, 57182, 57814
 Temp : 24.9 C, 24.7 C

Position	Offset	Angle
3-9	0.01	0.00
6-12	0.01	-0.02

Bolts-No	Bolt-Value
1	-0.03
2	0.00
3	-0.02
4	-0.05



9-(3)	
$\frac{\perp}{T}$	0.01
$\frac{\perp}{T}$	0.00 /100mm

6-(12)	
$\frac{\perp}{T}$	0.01
$\frac{\times}{T}$	0.02 /100mm

obr. 19 Vyosení hřidel po ustavení

6 Závěr

V této části bych si dovolil v krátkosti shrnout moji práci na téma „Diagnostický systém hydrodynamických čerpadel“ pro jednostupňové vertikální spirální čerpadlo určené pro čerpání pohonných hmot do „EX-vého“ prostředí.

V úvodě jsem nastínil, jak nesnadný úkol je zhotovit vhodné čerpadlo pro čerpání pohonných hmot při splnění všech požadavků koncového uživatele. Zdůrazněna byla zvýšená bezpečnost, vysoká spolehlivost, bezporuchovost, dlouhá životnost a co nejnižší náklady na údržbu. Byla také nastíněna důležitost návrhu optimálního diagnostického systému při použití různých metod analýzy rizik technického zařízení.

Druhá kapitola nás seznamuje s detailním popisem zkoumaného čerpadla.

Třetí část představuje kapitolu, kde jsou popsány možné metody posuzování analýzy rizik technických zařízení. V závěru této kapitoly je shrnutí výhod používání různých metod a doporučení nejvhodnější metody posuzování pro zkoumané čerpadlo.

Čtvrtá kapitola se zabývá podrobnou analýzou hodnocení rizika vznícení čerpané kapaliny včetně její atmosféry. Rozebírá možné jevy za normálního provozu, očekávané poruchy i ojedinělé.

Pátá kapitola je návrh diagnostického systému pro čerpadlo V-MEXTA 32 pro dané provozní podmínky. Jsou zde navrženy zařízení, která minimalizují riziko vznícení na co nejmenší mez. Navrhovaná zařízení byli koncipovaná tak, aby podle podrobné analýzy rizik v předchozí kapitole byla vhodná k popisovaným stavům.

Podle postřehů koncového uživatele se po půlročním provozování nevyskytnul žádný vážný problém. Navrhnutý systém diagnostiky pracuje naprosto spolehlivě. Dá se říct, že tento systém diagnostiky je naprosto dostačující. Nejedná se totiž až o tak „důležité čerpadlo“, proto není nutné on-line sledovat velikost mechanického chvění a změnu nevyváženosti. Ale z hlediska potenciálního nebezpečí sledujeme výskyt mechanické jiskry a vyskytujícího se tepla. Výhodou této metody diagnostického systému je hlášení blížící se poruchy (ucpávky,

ložiska). S tímto alarmem se mohou objednávat náhradní díly s předstihem. Tím se zajistí dřívější a přesně koordinovaná oprava.

Přínosem zpracování podrobné analýzy rizika technického zařízení a následně zpracování důkladného diagnostického systému čerpadla, který vycházel z vypracované analýzy je:

- a) bezpečnost (zařízení nepředstavuje potenciální ohrožení pro své okolí)
- b) zvýšená spolehlivost
- c) zvýšená produktivita
- d) vyloučení druhotných poškození
- e) nedochází k zbytečnému vyměňování provozuschopných částí čerpadla a jeho příslušenství
- f) zkrácená doba trvání oprav
- g) snížení prostojů

Poděkování

Při psaní této práce bych rád poděkoval všem kolegům, učitelům a kamarádům, kteří mi pomohli svými cennými připomínkami a radami vytvořit tuto práci.

Poděkovat bych chtěl zvláště vedoucímu diplomové práce docentu Helebrantovi a vedoucímu konstrukce fy ISH&MSA Čerpadla, a.s. inženýru Aleši Krbečkovi. Tisíceré díky ☺

Použitá literatura

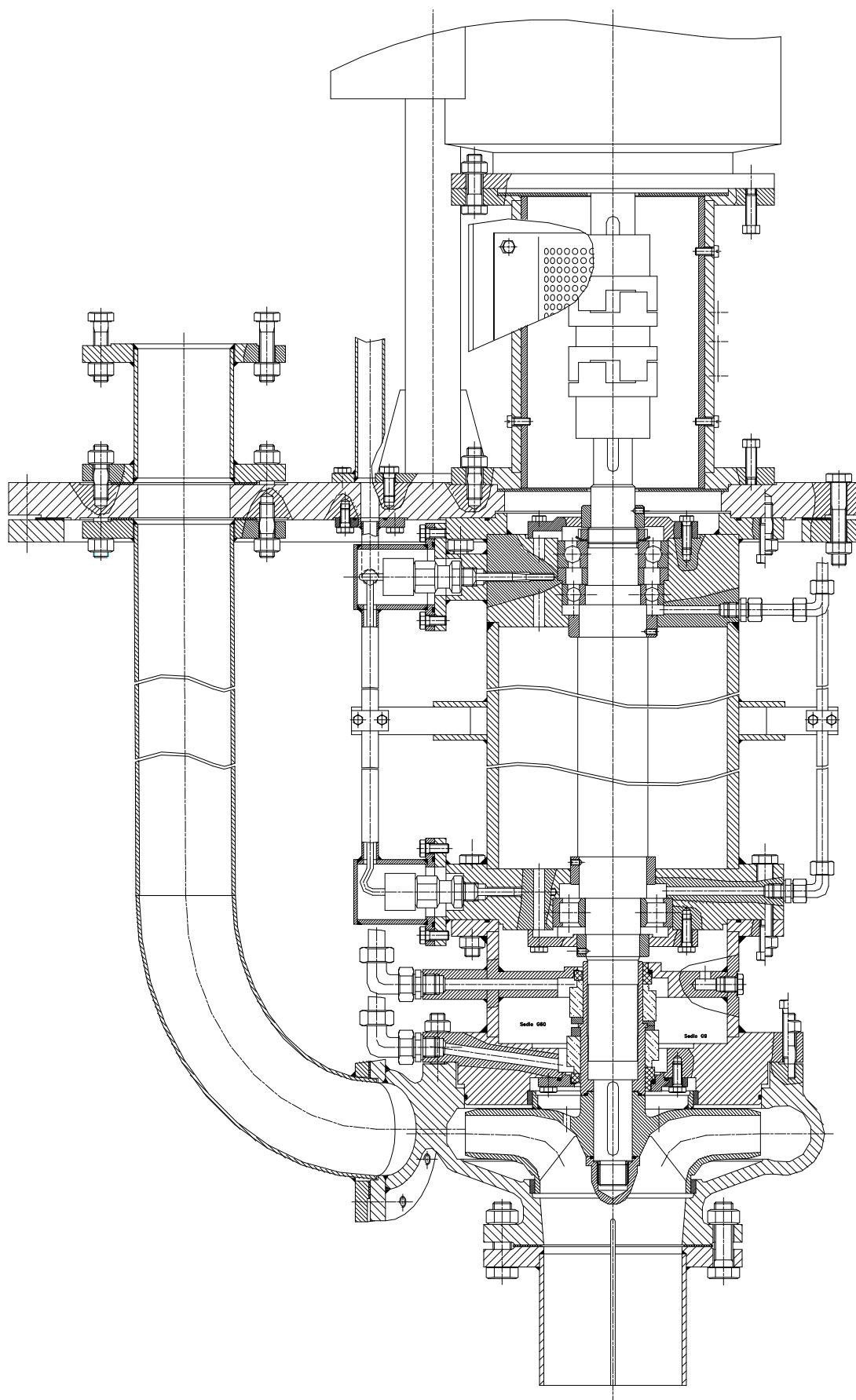
- [1] SINAY, J. *Rizika technických zariadení*. Technická univerzita Košice, 2004. 214 s. ISBN 80-967783-0-7.
- [2] HELEBRANT, F., ZIEGLER, J., MARASOVÁ, D. *Technická diagnostika a spoľehlivosť I. Tribodignostika*. VŠB-TU Ostrava, 2004. 158 s. ISBN 80-7078-883-6.
- [3] HELEBRANT, F., ZIEGLER, J., *Technická diagnostika a spoľehlivosť II. Vibrodignostika*. VŠB-TU Ostrava, 2004. 178 s. ISBN 80-248-0620-9.
- [4] HRABEC, L., HELEBRANT F., MAZALOVÁ, J., *Technická diagnostika a spoľehlivosť III. Ustavovanie strojů*. VŠB-TU Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1449-0.
- [5] TOTH, T., *Bakalářská práce. Systém diagnostiky a údržby*. VŠB-TU Ostrava, 2008. 52 s.
- [6] ČSN ISO 10816-1:98 *Vibrace. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*.
Část 1: Všeobecné směrnice
- [7] ČSN ISO 10816-3:99 *Vibrace. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*.
Část 3: Průmyslové stroje se jmenovitým výkonem nad 15 kW a jmenovitými otáčkami mezi 120 min⁻¹ a 15000 min⁻¹ při měření in situ.
- [8] ČSN ISO 10816-7:10 *Vibrace. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*.
Část 7: Odstředivé čerpadla pro průmyslová použití včetně měření na rotujících hřídelích.
- [9] ČSN EN 12723:01 *Kapalinová čerpadla - Všeobecné termíny pro čerpadla a čerpací zařízení - Definice, veličiny, značky a jednotky*.
- [10] HOLZENBERGER, K., JUNG, K., *Centrifugal Pump – lexicon*. KSB, Frankenthal (SRN), 1990, 403 s.
-

-
- [11] ISH&MSA ČERPADLA, a.s., *Výpočtová zpráva*. Olomouc, 2009, 20 s.
- [12] Kol., *Příručka SKF pro údržbu ložisek*. SKF, 2001, 334 s.
- [13] EagleBurgmann Czech, s.r.o., *Návod k obsluze. Mechanická ucpávka MGI*. Praha, 2008, 21 s.
- [14] EagleBurgmann Czech, s.r.o., *Návod k montáži, provozu a údržbě. Obslužné systémy. Termosifonový zásobník TS 1016/A007*. Praha, 2000, 6 s.
- [15] Emotron AB, *Návod k obsluze. EL-FI M20. Hlídač zátěže*. Helsingborg. Švédsko., 2002, 20 s.
- [16] ZPA Nová Paka, a.s., *Technické podmínky. Snímač odporový EExd s kabelovým vývodem s vyšší mechanickou odolností*. Nová Paka, 2000, 11 s.

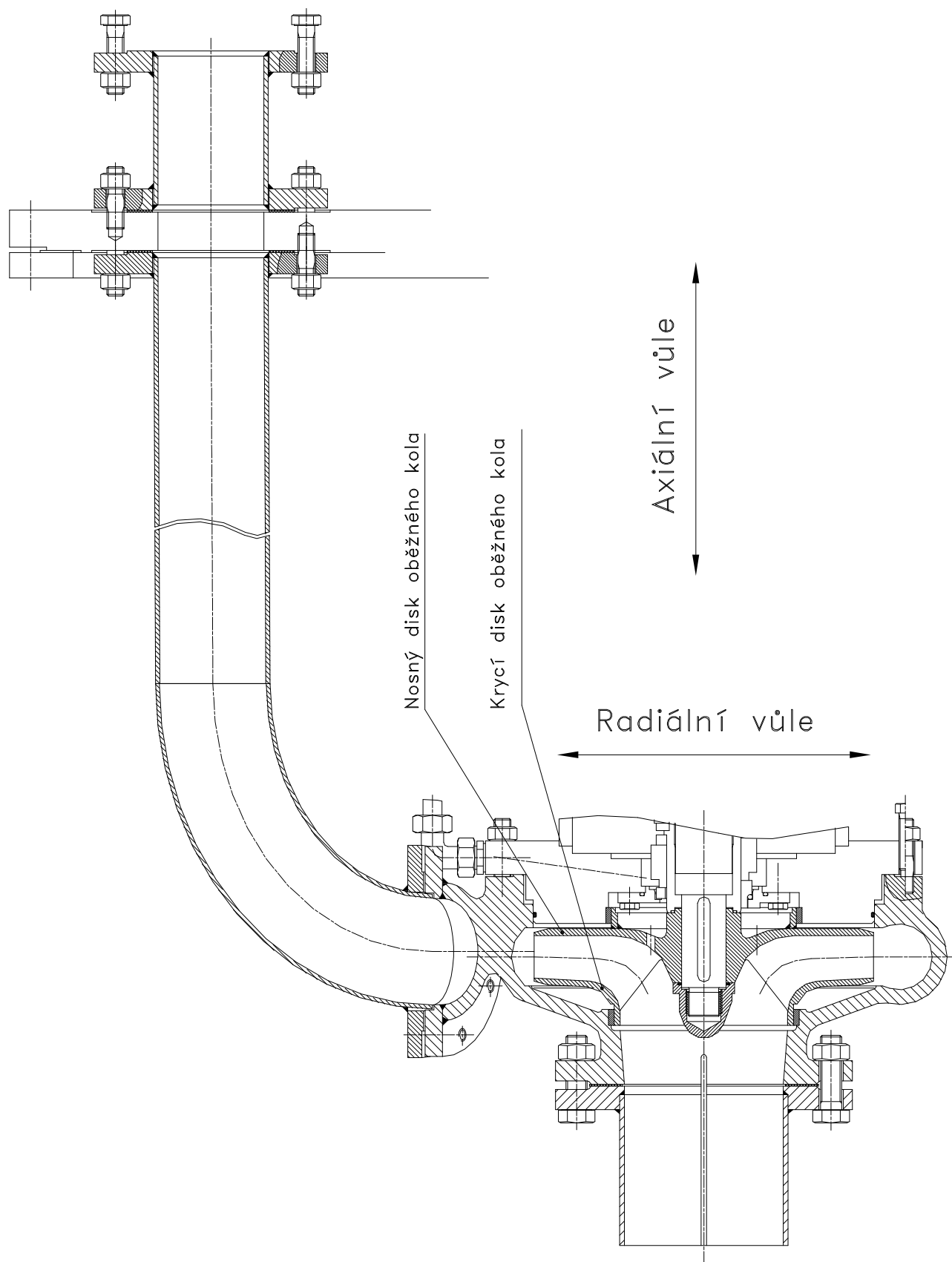
7 Přílohy

- Příloha č. 1** Řez vertikálním čerpadlem V-MEXTA 32
- Příloha č. 2** Řez hydraulické části s přilehlým prostorem nástavce a výtlačného potrubí
- Příloha č. 3** Řez prostorem ucpávek a pohled na obslužný systém
- Příloha č. 4** Řez prostorem vodící trubky
- Příloha č. 5** Řez prostorem lucerny elektromotoru
- Příloha č. 6** Zkušební diagram čerpadla
- Příloha č. 7** Průběh radiální síly dle Bihellera
- Příloha č. 8** Zatížení při čerpání vody (závěrný bod)
- Příloha č. 9** Zatížení při čerpání nafty (závěrný bod)
- Příloha č. 10** Zatížení při čerpání nafty (provozní parametry)
- Příloha č. 11** Protokol o ustavení stroje

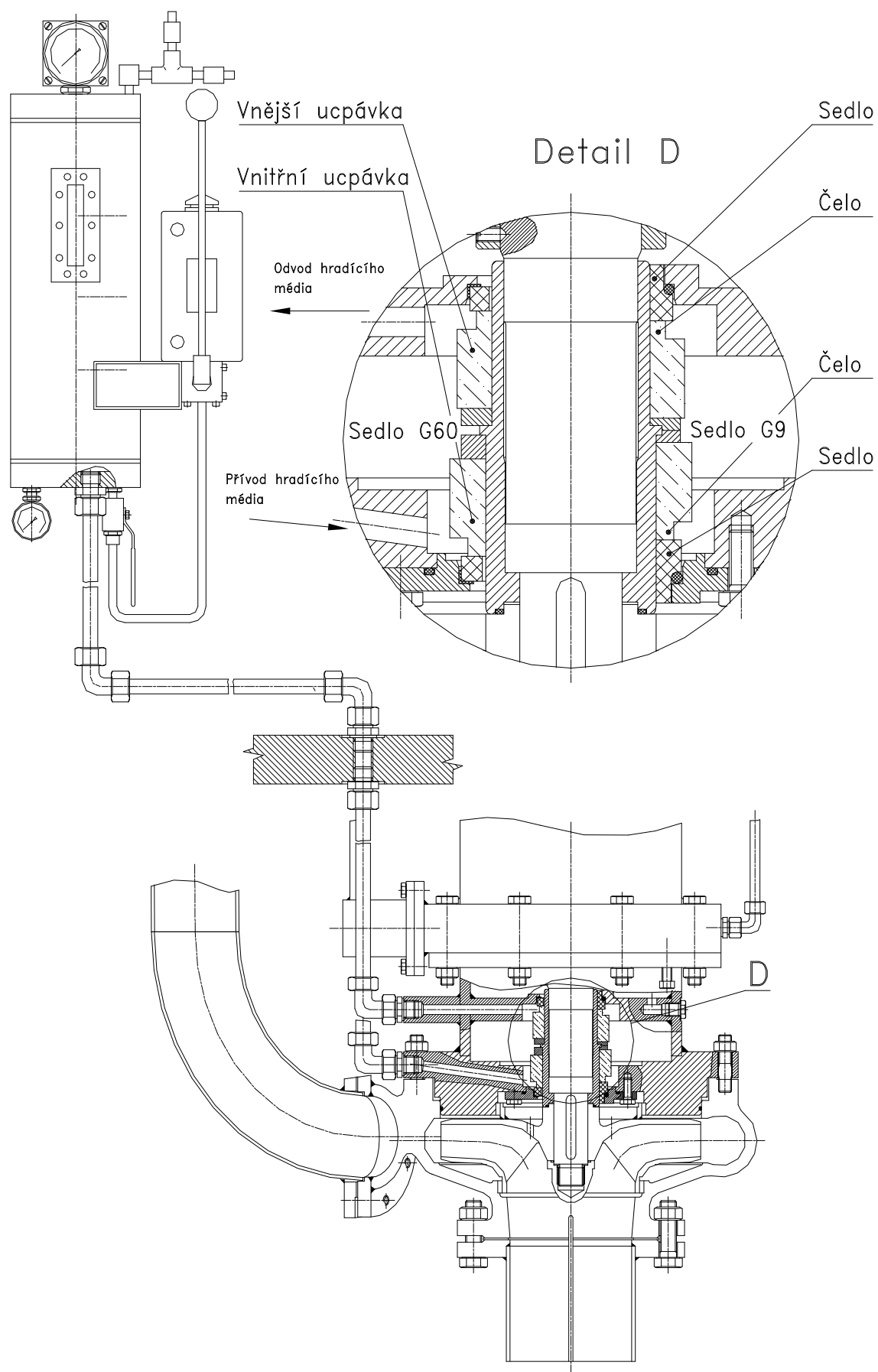
Příloha č. 1 Řez vertikálním čerpadlem V-MEXTA 32



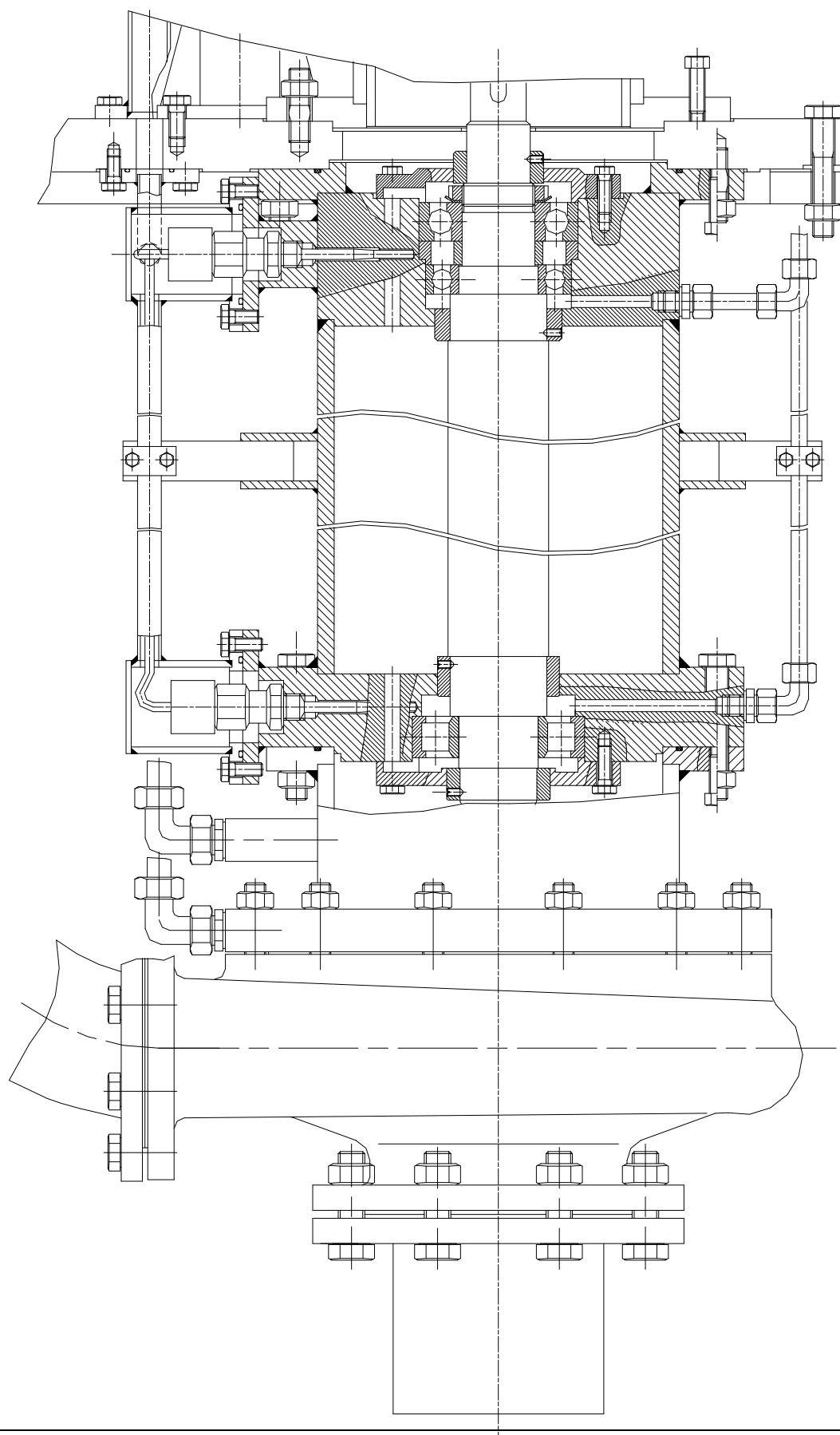
Příloha č. 2 Řez hydraulické části s přilehlým prostorem nástavce a výtlačného potrubí

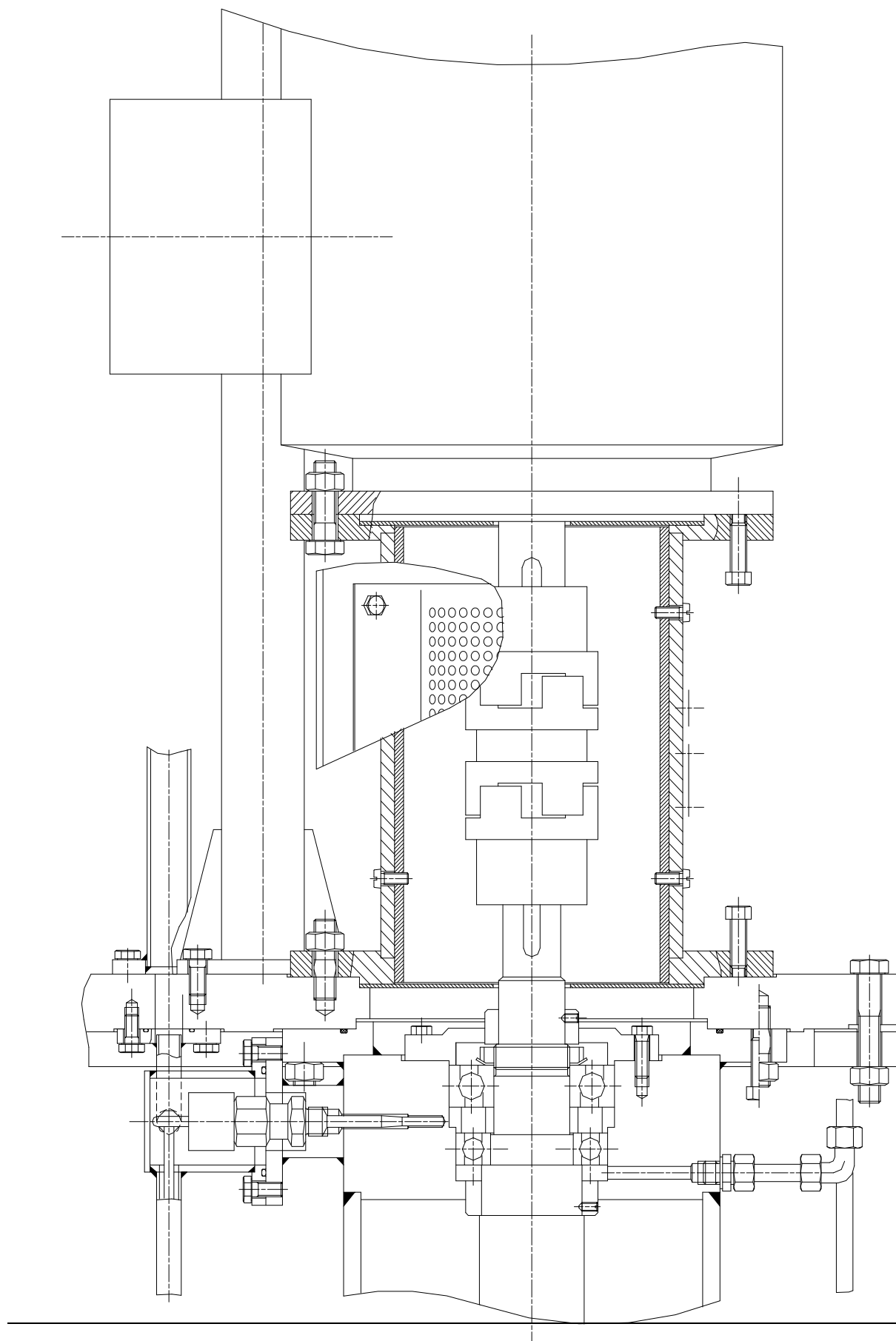


Příloha č. 3 Řez prostorem ucpávek a pohled na obslužný systém

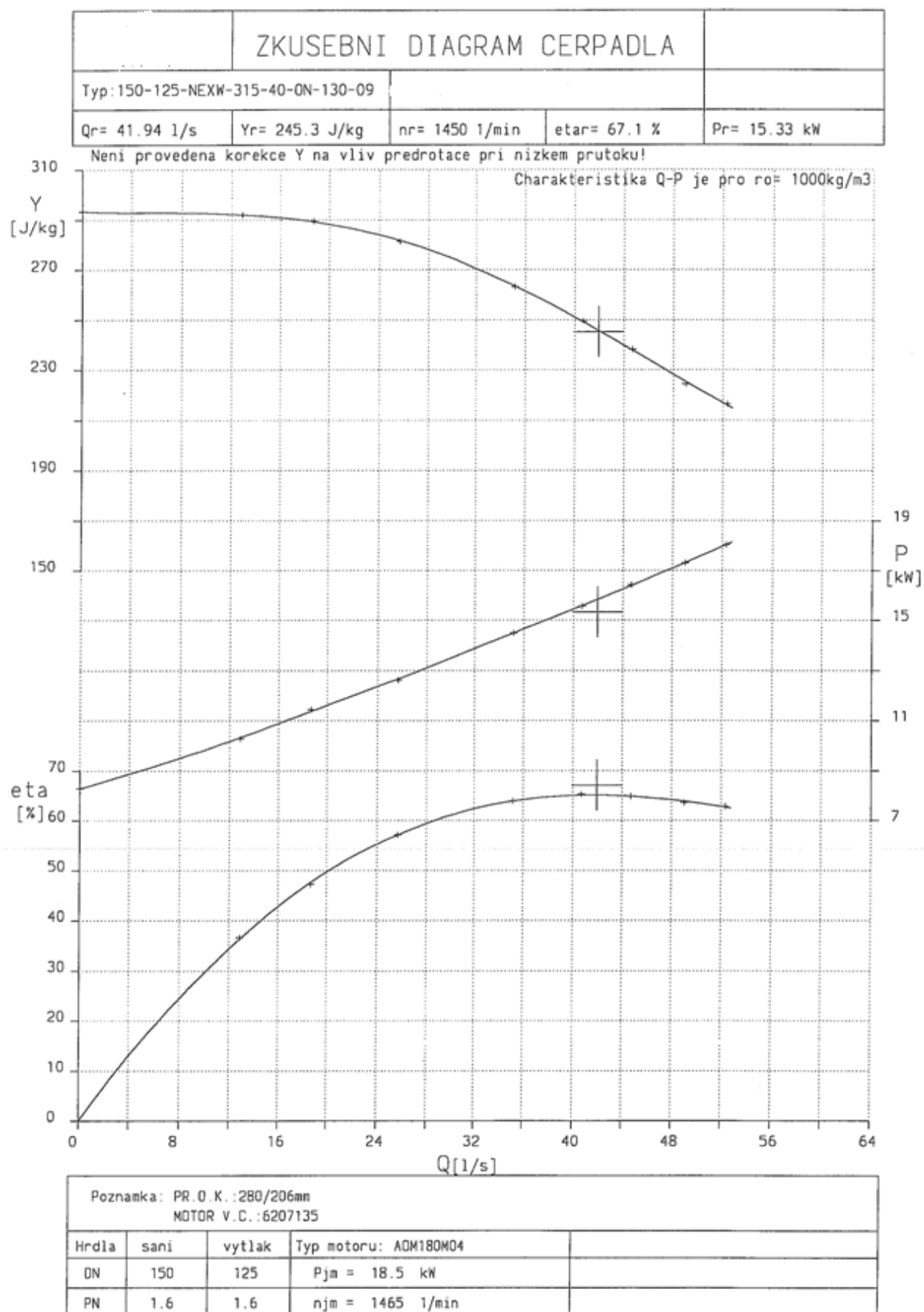


Příloha č. 4 Řez prostorem vodící trubky

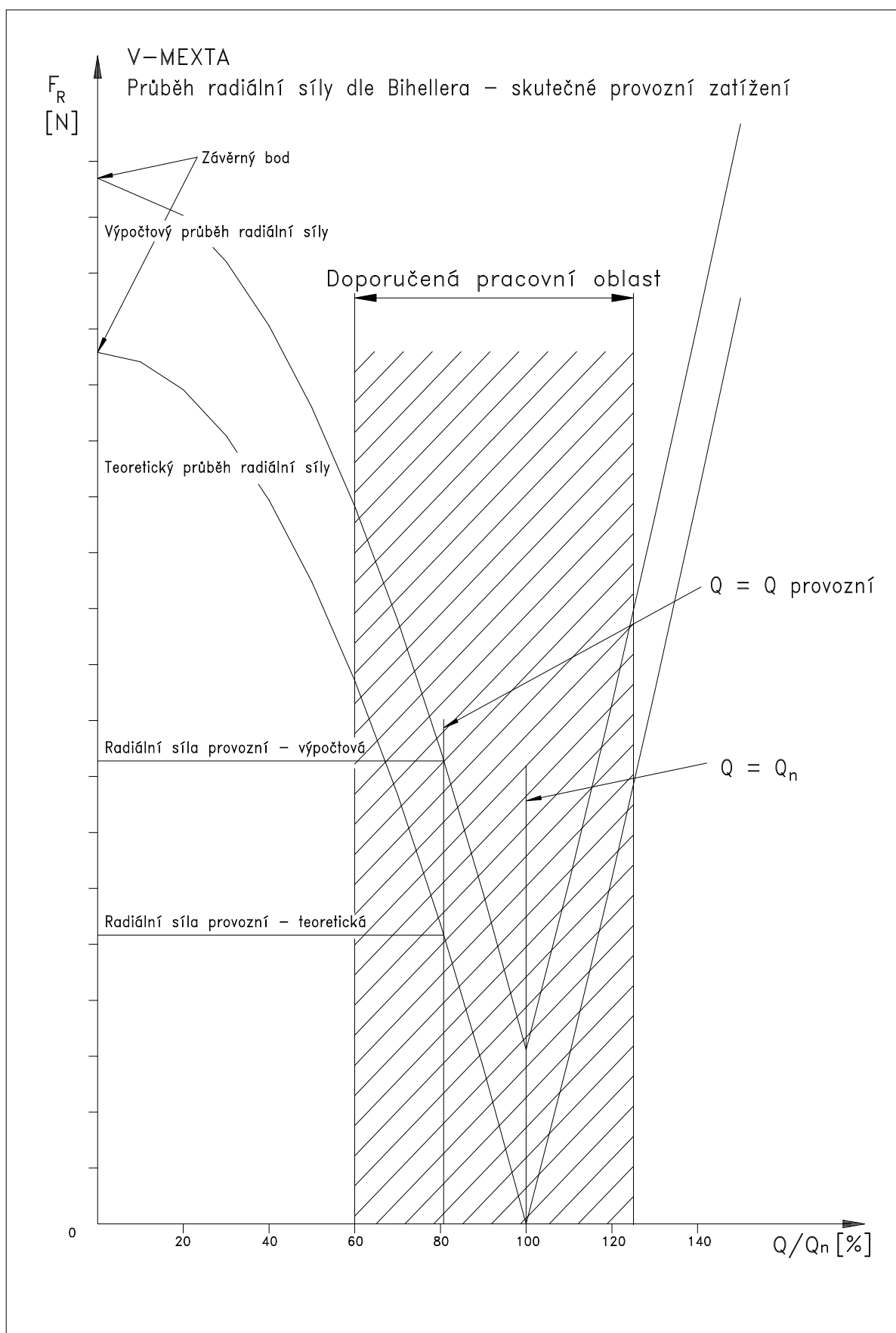




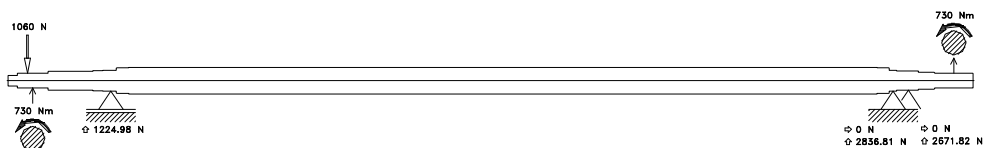
Příloha č. 6 Zkušební diagram čerpadla



Příloha č. 7 Průběh radiální síly dle Bihellera

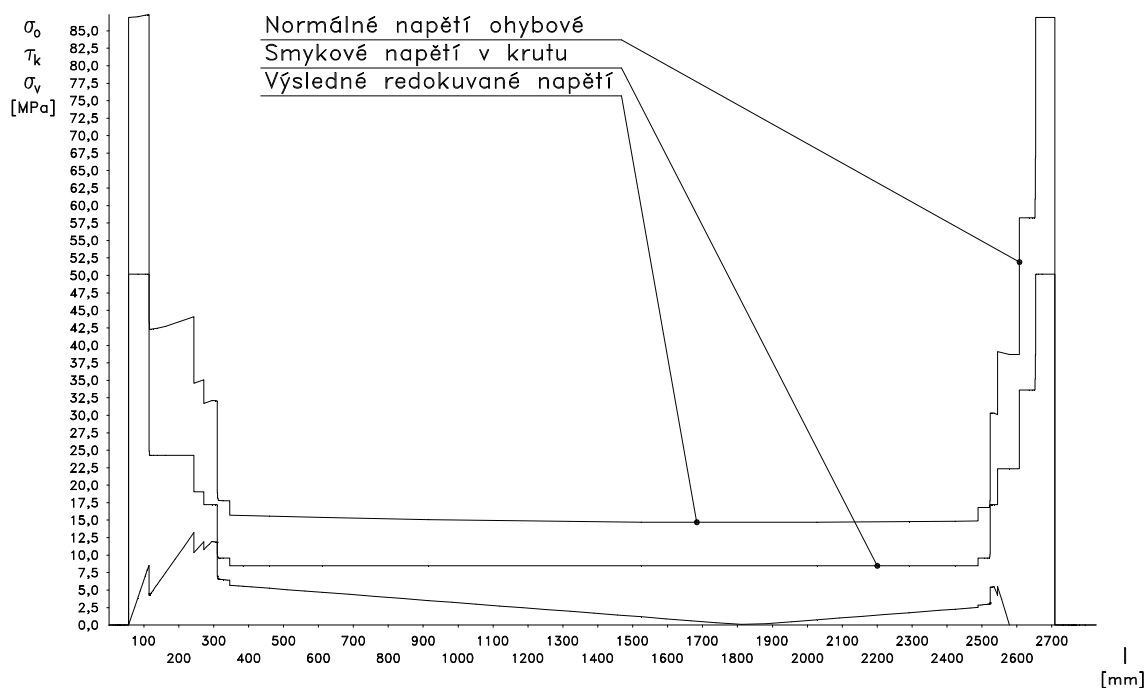
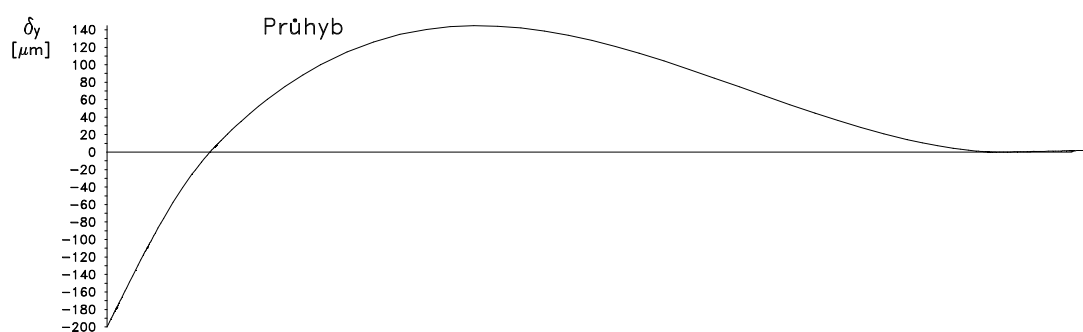
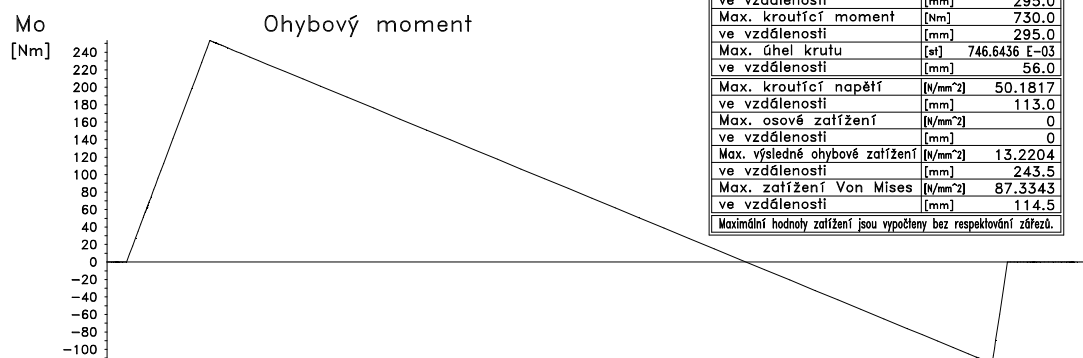


Příloha č. 8 Zatížení při čerpání vody (závěrný bod)

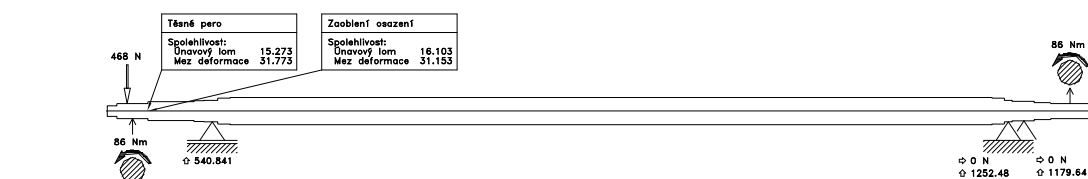


Čerpání vody, maximální parametry, start

Vypočtené hodnoty	
Mez. průtažnosti	[N/mm ²] 314
Modul pružnosti E	[N/mm ²] 210000
Materiál	11600
Max. velikost průhybu	[mm] 200.0969 E-03
ve vzdálenosti	[mm] 0
Max. velikost ohybového momentu	[Nm] 253.3395
ve vzdálenosti	[mm] 295.0
Max. krouticí moment	[Nm] 730.0
ve vzdálenosti	[mm] 295.0
Max. úhel krutu	[st] 746.6436 E-03
ve vzdálenosti	[mm] 56.0
Max. krouticí napětí	[N/mm ²] 50.1817
ve vzdálenosti	[mm] 113.0
Max. osové zatížení	[N/mm ²] 0
ve vzdálenosti	[mm] 0
Max. výsledné ohybové zatížení	[N/mm ²] 13.2204
ve vzdálenosti	[mm] 243.5
Max. zatížení Von Mises	[N/mm ²] 87.3343
ve vzdálenosti	[mm] 114.5
Maximální hodnoty zatížení jsou vypočteny bez respektování zářezů.	

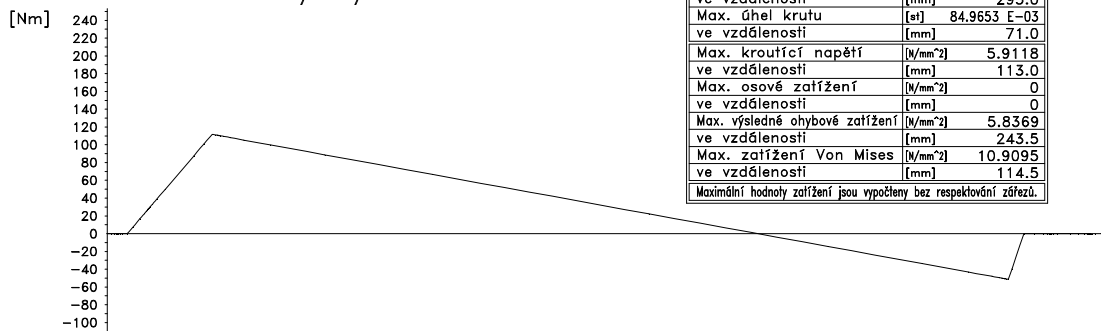


Příloha č. 9 Zatížení při čerpání nafty (závěrný bod)



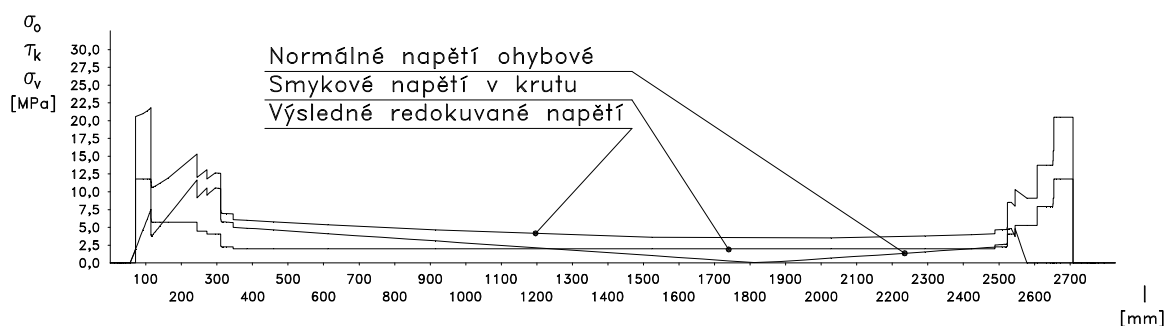
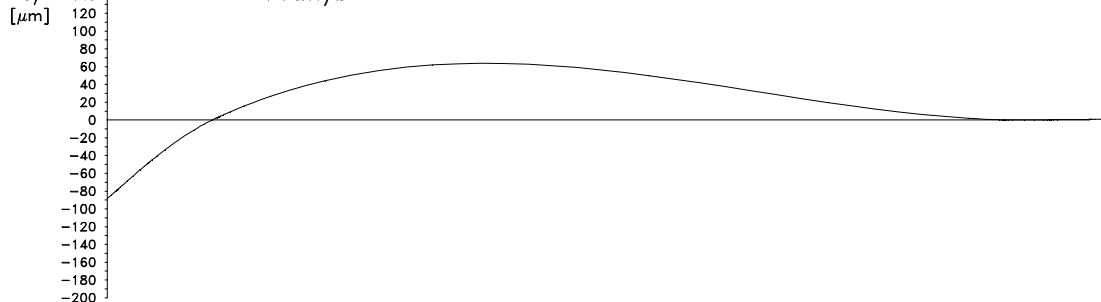
Čerpání nafty, závěrný bod

Mo Ohybový moment

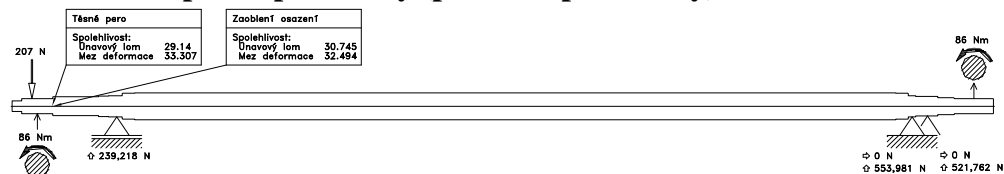


Vypočtené hodnoty	
Mez pružnosti	[N/mm ²] 314
Modul pružnosti E	[N/mm ²] 210000
Materiál	11 600
Max. velikost průhybu	[mm] 88.3447 E-03
ve vzdálenosti	[mm] 0
Max. velikost ohybového momentu	[Nm] 111.8518
ve vzdálenosti	[mm] 295.0
Max. krouticí moment	[Nm] 86.0
ve vzdálenosti	[mm] 295.0
Max. úhel krutu	[st] 84.9653 E-03
ve vzdálenosti	[mm] 71.0
Max. krouticí napětí	[N/mm ²] 5.9118
ve vzdálenosti	[mm] 113.0
Max. osové zatížení	[N/mm ²] 0
ve vzdálenosti	[mm] 0
Max. výsledné ohybové zatížení	[N/mm ²] 5.8369
ve vzdálenosti	[mm] 243.5
Max. zatížení Von Mises	[N/mm ²] 10.9095
ve vzdálenosti	[mm] 114.5
Maximální hodnoty zatížení jsou vypočteny bez respektování zářezů.	

δy Průhyb



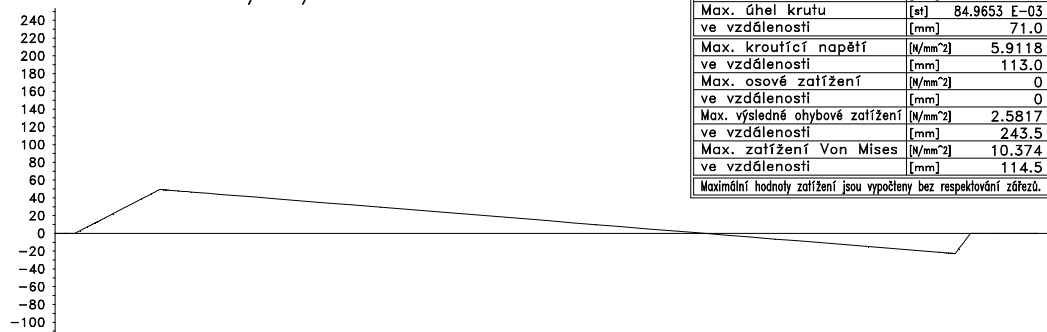
Příloha č. 10 Zatížení při čerpání nafty (provozní parametry)



Čerpání nafty, provozní parametry

Mo
[Nm]

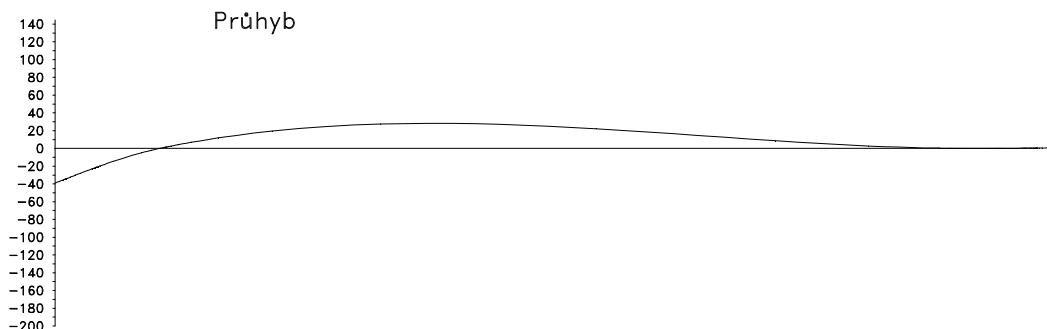
Ohybový moment



Vypočtené hodnoty	
Mez průtažnosti	[N/mm ²] 314
Modul pružnosti E	[N/mm ²] 210000
Materiál	11 600
Max. velikost průhybu	[mm] 39.0755 E-03
ve vzdálenosti	[mm] 0
Max. velikost ohybového momentu	[Nm] 49.4729
ve vzdálenosti	[mm] 295.0
Max. krouticí moment	[Nm] 86.0
ve vzdálenosti	[mm] 295.0
Max. úhel krutu	[st] 84.9653 E-03
ve vzdálenosti	[mm] 71.0
Max. krouticí napětí	[N/mm ²] 5.9118
ve vzdálenosti	[mm] 113.0
Max. osové zatížení	[N/mm ²] 0
ve vzdálenosti	[mm] 0
Max. výsledné ohybové zatížení	[N/mm ²] 2.5817
ve vzdálenosti	[mm] 243.5
Max. zatížení Von Mises	[N/mm ²] 10.374
ve vzdálenosti	[mm] 114.5
Maximální hodnoty zatížení jsou vypočteny bez respektování zářezů.	

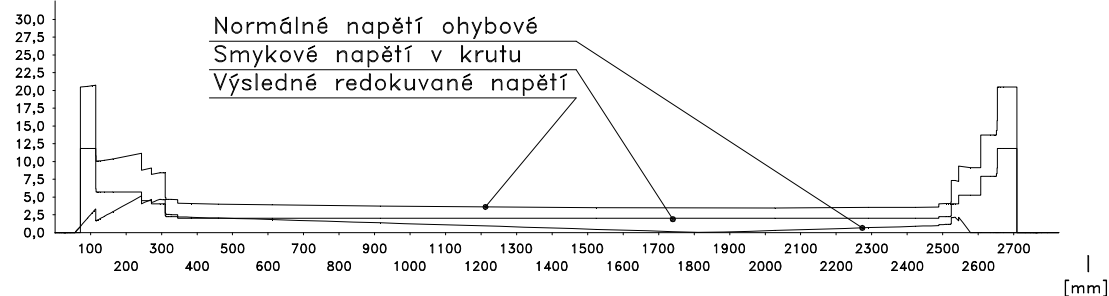
δ_y
[μm]

Průhyb



σ_o
 τ_k
 σ_v
[MPa]

Normální napětí ohybové
Smykové napětí v krutu
Výsledné redokované napětí



Příloha č. 10 Protokol o ustavení stroje

Podnik:.....

Stroj č.: V-MEXTA

Označení: 150-125-NEXW-315-40-ON-130-09

Sériové číslo: 0832198313265

Otáčky stroje: 1500 min⁻¹

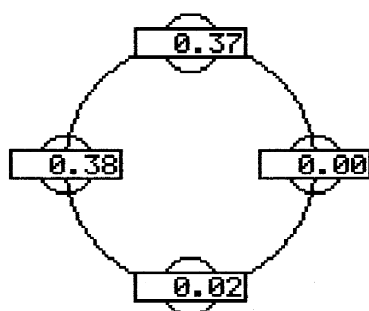
Výkon: 15 kW

Počet šroubů, roztečná kružnice: 4, 300 mm

Tolerance úhlové nesouososti a posunutí

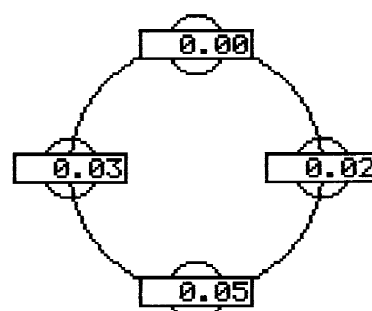
Otáčky [min ⁻¹]	Úhlová nesouosost mm/100 mm $\frac{\perp}{\text{T}}$		Posunutí [mm] $\frac{\perp}{\text{T}}$	
	Výborný	Vyhovující	Výborný	Vyhovující
1000 – 2000	0,05	0,08	0,05	0,10
2000 – 3000	0,04	0,07	0,03	0,07

Před ustavením



9-(3)	
$\frac{\perp}{\text{T}}$	0.17
$\frac{\times}{\text{T}}$	0.13 / 100mm
6-(12)	
$\frac{\perp}{\text{T}}$	0.14
$\frac{\times}{\text{T}}$	0.12 / 100mm

Po ustavení



9-(3)	
$\frac{\perp}{\text{T}}$	0.01
$\frac{\perp}{\text{T}}$	0.00 / 100mm
6-(12)	
$\frac{\perp}{\text{T}}$	0.01
$\frac{\times}{\text{T}}$	0.02 / 100mm